



TUGAS AKHIR – TM141585

**SIMULASI SISTEM PEMBANGKIT *OTEC* SIKLUS  
TERTUTUP DENGAN VARIASI FLUIDA KERJA  
AMMONIA ( $\text{NH}_3$ ) DAN *REFRIGERANT* (R-12, R-22,  
R-23, R-32, R134a) MENGGUNAKAN *CYCLE TEMPO***

KEVIN KURNIAWAN SOESILO  
NRP. 2113 100 139

Dosen Pembimbing:  
Prof. Prabowo, Ir., M. Eng., Dr.

PROGRAM SARJANA  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



FINAL PROJECT – TM141585

**SIMULATION ON OTEC POWER PLANT CLOSE  
CYCLE BY VARIATING THE WORKING FLUID  
USING AMMONIA ( $NH_3$ ) AND REFRIGERANT (*R-12,*  
*R-22, R-23, R-32, R134a*) WITH *CYCLE TEMPO***

KEVIN KURNIAWAN SOESILO  
NRP. 2113 100 139

Academic Supervisor:  
Prof. Prabowo, Ir.,M.Eng., Dr.

BACHELOR DEGREE PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**SIMULASI SISTEM PEMBANGKIT OTEC SIKLUS  
TERTUTUP DENGAN VARIASI FLUIDA KERJA  
AMMONIA ( $NH_3$ ) DAN REFRIGERANT (R12, R22, R23,  
R32, R134a) MENGGUNAKAN CYCLE TEMPO**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**KEVIN KURNIAWAN SOESILO**

NRP. 2113 100 139

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.  
NIP. 196505051990031005 (Pembimbing)
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc.  
NIP. 196604021989031002 (Penguji I)
3. Dr. Bambang Arip, ST., M.Eng.  
NIP. 197804012002121001 (Penguji II)

**SURABAYA**

**JULI, 2017**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **SIMULASI SISTEM PEMBANGKIT *OTEC* SIKLUS TERTUTUP DENGAN VARIASI FLUIDA KERJA AMMONIA (NH<sub>3</sub>) DAN *REFRIGERANT* (R-12, R-22, R-23, R-32, R134a) MENGGUNAKAN *CYCLE TEMPO***

**Nama** : Kevin Kurniawan Soesilo  
**NRP** : 2113 100 139  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Prabowo, Ir.,M.Eng., Dr.

## **Abstrak**

*Sistem pembangkit Ocean Thermal Energy Conversion OTEC digolongkan menjadi tiga, yaitu siklus terbuka (open cycle), siklus tertutup (closed cycle), dan siklus gabungan (hybrid). Pada penelitian ini peneliti akan fokus pada sistem pembangkit OTEC siklus tertutup. OTEC siklus tertutup terdiri atas beberapa komponen antara lain adalah evaporator, kondenser, turbin, pompa, dan generator listrik. Pada umumnya fluida kerja yang digunakan adalah ammonia yang memiliki temperatur didih (-33,18°C) yang jauh lebih rendah dari pada air (100°C) pada tekanan 1 atmosfer. Ammonia akan mengalami proses evaporasi karena perpindahan panas terjadi antara ammonia dengan air laut hangat (26-32°C) pada evaporator. Ammonia akan mengalami perubahan fasa menjadi uap jenuh bertekanan tinggi yang kemudian akan menggerakkan turbin. Pada kondenser ammonia akan bertemu dengan air laut dingin (4-8°C) dan terkondensasi menjadi cair jenuh yang kemudian akan dipompa kembali menuju evaporator. Analisa termodinamika dan perpindahan panas yang digunakan dalam sistem ini sama seperti pada sistem pembangkit rankine cycle.*

*Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan simulasi sistem OTEC siklus tertutup pada software cycle tempo dan variasi fluida kerja. Fluida kerja yang digunakan adalah ammonia (NH<sub>3</sub>), refrigerant R-12, R-22, R-23, R-32, dan R-134a. Tahap awal pengerjaan tugas akhir ini adalah identifikasi permasalahan dan*

*studi literatur mengenai sistem OTEC dan karakteristik fluida kerja yang digunakan. Tahap kedua adalah perhitungan kondisi operasi untuk setiap fluida kerja, seperti temperatur dan tekanan pada evaporator dan kondenser, kemudian pembuatan model OTEC siklus tertutup serta variasi fluida kerja dijalankan pada cycle tempo. Temperatur air laut permukaan akan ditetapkan pada 28°C dan temperatur air laut dingin pada 5°C. Temperatur fluida kerja keluar dari evaporator ditetapkan pada 26,5°C yang akan berpengaruh pada perbedaan tekanan kerja evaporator dan kondenser untuk setiap fluida kerja.*

*Hasil dari penelitian yang dilakukan menunjukan bahwa ammonia merupakan fluida kerja yang paling baik untuk diterapkan pada sistem pembangkit OTEC siklus tertutup. Pada desain minimum sistem pembangkit dengan temperatur air laut dingin keluar kondenser pada 6,25°C diperoleh daya netto terbaik sebesar 3,7 MW pada rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin sebesar 0,5, dengan nilai laju aliran massa air laut hangat 250 kg/s dan laju aliran massa air laut dingin 500 kg/s. Pada desain optimum sistem pembangkit dengan temperatur air laut dingin keluar kondenser pada 10,75°C diperoleh daya netto terbaik sebesar 17,8 MW pada rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin sebesar 2, dengan nilai laju aliran massa air laut hangat 1000 kg/s dan laju aliran massa air laut dingin 500 kg/s.*

***Kata Kunci : Ocean Thermal Energy Conversion, Rankine Cycle, Software Cycle Tempo, Refrigerant***



**SIMULATION ON OTEC POWER PLANT CLOSE  
CYCLE BY VARIATING THE WORKING FLUID  
USING AMMONIA ( $NH_3$ ) AND REFRIGERANT (R-12,  
R-22, R-23, R-32, R134a) WITH CYCLE TEMPO**

**Nama** : Kevin Kurniawan Soesilo  
**NRP** : 2113 100 139  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Prabowo, Ir.,M.Eng., Dr.

**Abstract**

*Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) powerplant system can be classified into three types, those are open cycle, closed cycle, and hybrid cycle. OTEC close cycle consists of some components, such as evaporator, condenser, turbine, pump and electric generator. Generally, the working fluid used in this system is ammonia that has boiling temperature around  $-33,18^{\circ}C$  which is considerably low compared to water  $100^{\circ}C$  at 1 atm. Ammonia will undergo evaporating process because the heat transfer occurs between ammonia and warm seawater with temperature around  $26-32^{\circ}C$ . In condenser ammonia will be condensed into saturated liquid due to the heat transfer with cold seawater at temperature around  $4-8^{\circ}C$ . Ammonia then will be pumped into evaporator and the cycle is repeated.*

*In this final project research will be simulated OTEC powerplant closed cycle using cycle tempo with working fluid variated. The working fluids used are ammonia ( $NH_3$ ), refrigerant R-12, R-22, R-23, R-32, dan R-134a. First step of this research is done by identifying the problem and study literature about OTEC system powerplant and characteristic of the working fluids. Second step is doing the calculation about the parameter set, operation conditions for each working fluid, such as temperature and pressure in both evaporator and condenser. Third is modeling OTEC powerplant closed cycle and simulating each of the working fluid in cycle tempo. The warm seawater temperature is set at  $28^{\circ}C$*

*and cold seawater temperature at 5°C. The first method is defined by set the temperature outlet of evaporator at 26,563°C with pinch point  $\Delta T/16$ . The mass flow rate of working fluid then will be varying as the function of ratio between warm seawater mass flow rate over cold seawater mass flowrate. The second method is done by set working fluid mass flow rate constant to all refrigerants and ammonia.*

*The result of this research shows that ammonia is the best working fluid to be applied on OTEC power plant closed cycle. At minimum design with the temperature cold seawater out from condenser 6,25°C, it produces the highest net power 3,7 MW at ratio between warm seawater and cold seawater mass flowrate 0,5, with value of warm seawater mass flowrate 250 kg/s and cold seawater mass flowrate 500 kg/s. At optimum design with temperature cold seawater out from condenser at 10,75°C, it produces the highest net power 17,8 MW at ratio between warm seawater and cold seawater mass flowrate 2, with value of warm seawater mass flowrate 1000 kg/s and cold seawater mass flowrate 500 kg/s.*

***Keywords : Rankine Cycle, Software Cycle Tempo, Refrigerant***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur ke hadirat Tuhan yang Maha Esa yang telah memberikan kasih dan anugerahNya kepada Penulis untuk dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam kesempatan ini, Penulis mengucapkan terima kasih kepada:

- Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis.
- Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc. dan Bapak Dr. Bambang Arip, ST., M.Eng. selaku dosen penguji Tugas Akhir penulis.
- Bapak Arif Wahyudi, ST., MT., selaku Dosen Wali penulis.
- Orang tua penulis, Boedi Soesilo dan Rita Harjani.
- Kakak-kakak penulis, Robin Kurniawan Soesilo, Steffanny Kurniawati Soesilo, dan Teofilus Hartono.
- Teman-teman seperjuangan TA penulis Laboratorium Rekayasa Termal.
- Keluarga besar Teknik Mesin ITS.
- Teman-teman angkatan 2013 (M56) Teknik Mesin ITS
- Keluarga besar dan teman-teman *volunteer* ITS International Office.
- Seluruh teman-teman dan kerabat dekat penulis yang tidak dapat disebutkan satu per satu.

Penulisan Tugas Akhir ini jauh dari kata sempurna karena keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis. Penulis sangat terbuka terhadap saran dan kritik yang membangun demi perbaikan tulisan ini. Akhir kata, semoga penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xi
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xiii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan Penelitian .....	4
1.4 Batasan Masalah .....	4
1.5 Manfaat .....	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	7
2.1 Penelitian Terdahulu .....	7
2.1.1 Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali .....	7
2.1.2 Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System with Solar Preheating and Superheating. ....	9
2.1.3 Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production .....	14
2.2 Prinsip Kerja Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) .....	16
2.2.1 <i>Open Cycle OTEC</i> (Siklus Terbuka) .....	16
2.2.2 Closed Cycle OTEC (siklus tertutup) .....	19

2.2.3 Hybrid Cycle OTEC (siklus gabungan).....	24
2.3 Organic Rankine Cycle (ORC) .....	25
2.4 Working Fluid (Fluida Kerja) .....	28
2.4.1 Ammonia (NH <sub>3</sub> ).....	28
2.4.2 R-12 (dichlorodifluoromethane).....	28
2.4.3 R-22 (monochlorodifluoromethane) .....	28
2.4.4 R-23 (fluoroform) .....	29
2.4.5 R-32 .....	29
2.4.6 R-134a .....	29
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>31</b>
3.1 Metodologi Penelitian .....	31
3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data.....	33
3.2.1 Distribusi Temperatur Air Laut Indonesia.....	33
3.2.2 Perhitungan Tekanan Pompa Air Laut Hangat dan Air Laut Dingin.....	34
3.2.3 Data Ammonia dan Refrigerant (refprof & computer aided thermodynamic tables).....	35
3.4 Permodelan Cycle Tempo .....	40
3.4.1 Batasan Operasional Pada Sistem.....	42
3.4.2 Variasi Temperatur Air Laut Keluar Kondenser hingga $\Delta T/4$ .....	43
3.4.3 Variasi Rasio <i><b>mw</b></i> / <i><b>mcw</b></i> pada Setiap Variasi Temperatur Air Laut keluar Kondenser.....	45
3.5 Flowchart .....	47
3.5.1 Flowchart penelitian dan simulasi .....	47
3.5.2 Flowchart Perhitungan Daya Pompa Seawater.....	48

3.5.3 Perhitungan Daya Turbin dan Daya Pompa Fluida Kerja .....	49
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>51</b>
4.1 Perhitungan Tekanan dan Daya Pompa Air Laut.....	51
4.2.2 Pompa Air Laut Dingin .....	53
4.1.3 Perhitungan Daya Pompa Air Laut.....	54
4.2 Analisa Termodinamika dan Performa Sistem Pembangkit .....	57
4.2.1 Fluida Kerja Ammonia .....	57
4.2.2 Fluida Kerja R-12 .....	61
4.2.3 Fluida Kerja R-22 .....	63
4.2.4 Fluida Kerja R-23 .....	65
4.2.5 Fluida Kerja R-32 .....	67
4.2.6 Fluida Kerja R-134a .....	68
4.3 Perbandingan Hasil Untuk Setiap Fluida Kerja .....	70
4.3.1 Daya Turbin, Daya Pompa, dan Daya Netto .....	71
4.4 Analisa Potensi Sistem Pembangkit OTEC di Laut Bali Indonesia.....	73
4.4.1 Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Air Laut Perairan Wilayah Laut Bali Utara.....	73
4.4.2 Perbandingan Performa Sistem Sebagai Fungsi dari Kedalaman Air Laut dan <i>Temperature Gradient</i> Laut Bali Utara.....	75
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>79</b>
5.1 Kesimpulan .....	79
5.2 Saran .....	80
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>81</b>

<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>82</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>	<b>91</b>



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 210 kW OC-OTEC Experimental Plant (1993-1998).....	1
Gambar 1. 2 Peta Persebaran Panas Laut .....	2
Gambar 2. 1 Grafik Temperatur vs Kedalaman Air Laut.....	8
Gambar 2. 2 Desain Laju Aliran Massa dari Air Laut Dingin dan Air Laut Hangat Sebagai Fungsi dari Temperatur Keluaran Air Laut Hangat .....	11
Gambar 2. 3 Desain Laju Aliran Massa Dari Air Laut Dingin Dan Air Laut Hangat Sebagai Fungsi Dari Temperatur Keluaran Air Laut Dingin .....	11
Gambar 2. 4 OTEC System With Solar Superheating .....	14
Gambar 2. 5 Perbandingan Gross, Parasitics, Dan Net Power Yang Dihasilkan .....	15
Gambar 2. 6 Diagram OTEC Siklus Terbuka .....	17
Gambar 2. 7 Open Cycle T-s Diagram.....	17
Gambar 2. 8 Skema OTEC Siklus Tertutup .....	20
Gambar 2. 9 T-s Diagram OTEC Siklus Tertutup.....	21
Gambar 2. 10 Diagram OTEC Siklus Gabungan .....	25
Gambar 2. 11 Organic Rankine Cycle.....	25
Gambar 2. 14 Dry Fluid Saturation Vapor Curve .....	27
Gambar 2. 13 Isentropic Fluid Saturation Vapor Curve.....	27
Gambar 2. 12 Dry Fluid Saturation Vapor Curve .....	27
Gambar 3. 1 Skema Pipa dan Pompa Air Laut Hangat dan Air Laut Dingin.....	35
Gambar 3. 2 T-s Diagram Ammonia.....	36
Gambar 3. 3 T-s Diagram R12 .....	37
Gambar 3. 4 T-s Diagram R22 .....	37
Gambar 3. 5 T-s Diagram R23 .....	38
Gambar 3. 6 T-s Diagram R-32.....	39
Gambar 3. 7 T-s Diagram R-134a .....	39
Gambar 3. 8 Hasil Permodelan Cycle Tempo Siklus Tertutup ...	41
Gambar 3. 9 Tangga Temperatur Operasional pada OTEC .....	42

Gambar 4. 1 Skema Pompa Air Laut Hangat .....	51
Gambar 4. 2 Skema Pompa Air Laut Dingin .....	53
Gambar 4. 3 Mass Flow Rate Air Laut Hangat vs Daya Pompa Air Laut Hangat.....	55
Gambar 4. 4 Mass Flow Rate Air Laut Dingin vs Daya Pompa Air Laut Dingin .....	56
Gambar 4. 5 Perhitungan Manual vs CT pada rasio 0,5 dan Tcout kondenser 6,25 C.....	59
Gambar 4. 6 Daya Netto yang Dihasilkan Ammonia.....	60
Gambar 4. 7 Kebutuhan Daya pada Tcout kondenser 10,75 (C). 61	
Gambar 4. 8 Daya Netto yang Dihasilkan R-12.....	62
Gambar 4. 9 Kebutuhan Daya Pompa R-12 .....	63
Gambar 4. 10 Daya Netto yang Dihasilkan R-22.....	64
Gambar 4. 11 Daya pompa yang dibutuhkan R-22 .....	65
Gambar 4. 12 Daya Netto yang Dihasilkan R-23.....	65
Gambar 4. 13 Daya Pompa yang Dibutuhkan R-23 .....	66
Gambar 4. 14 Daya Netto yang Dihasilkan R-32.....	67
Gambar 4. 15 Daya pompa yang dibutuhkan R-32 .....	68
Gambar 4. 16 Daya Netto yang Dihasilkan R-134a .....	69
Gambar 4. 17 Daya Pompa yang Dibutuhkan R-134a .....	70
Gambar 4. 19 Perbandingan Working Fluid vs Daya Parasit.....	71
Gambar 4. 18 Perbandingan Working Fluid vs Daya Turbin.....	71
Gambar 4. 20 Perbandingan Working Fluid vs Daya Netto.....	72
Gambar 4. 21 Temperature Gradient vs Depth .....	75
Gambar 4. 22 W Turbin dan W Netto .....	76

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Temperatur Air Laut Bali Bagian Utara.....	7
Tabel 2. 2 Operational Parameter Sistem Pembangkit.....	8
Tabel 2. 3 Property Desain OTEC 100 kW.....	10
Tabel 2. 4 Desain Parameter yang Ditetapkan .....	12
Tabel 2. 5 Kondisi Operasional OTEC Staged 10 MW .....	14
Tabel 2. 7 Proses Termodinamika .....	21
Tabel 3. 1 Nilai Konstanta Fungsi Kedalaman di Indonesia .....	34
Tabel 3. 2 Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Air Laut Perairan Wilayah Laut Bali Utara .....	34
Tabel 3. 3 Sifat Fisik $\text{NH}_3$ .....	36
Tabel 3. 4 Sifat Fisik R12.....	36
Tabel 3. 5 Sifat Fisik R22.....	37
Tabel 3. 6 Sifat Fisik R23.....	38
Tabel 3. 7 Sifat Fisik R32.....	38
Tabel 3. 8 Sifat Fisik R-134a .....	39
Tabel 3. 9 Parameter Set pada Cycle Tempo .....	41
Tabel 3. 10 Spesifikasi Komponen .....	42
Tabel 3. 11 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja Ammonia .....	44
Tabel 3. 12 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-12....	44
Tabel 3. 13 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-22....	44
Tabel 3. 14 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-23....	44
Tabel 3. 15 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-32....	44
Tabel 3. 16 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-134a	45
Tabel 3. 17 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 250kg/s Ammonia.....	45
Tabel 3. 18 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 500kg/s Ammonia.....	46

Tabel 3. 19 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 750kg/s Ammonia.....	46
Tabel 3. 20 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 1000kg/s Ammonia.....	46
Tabel 3. 21 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 1250kg/s Ammonia.....	46
Tabel 4. 1 Kebutuhan Tekanan Pompa Untuk Setiap Variasi Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww).....	53
Tabel 4. 2 Kebutuhan Daya Pompa Air Laut Hangat Perhitungan Manual .....	55
Tabel 4. 3 Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Air Laut Perairan Wilayah Laut Bali Utara .....	74
Tabel 4. 4 Variasi Fungsi Kedalaman Cold Seawater.....	76

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

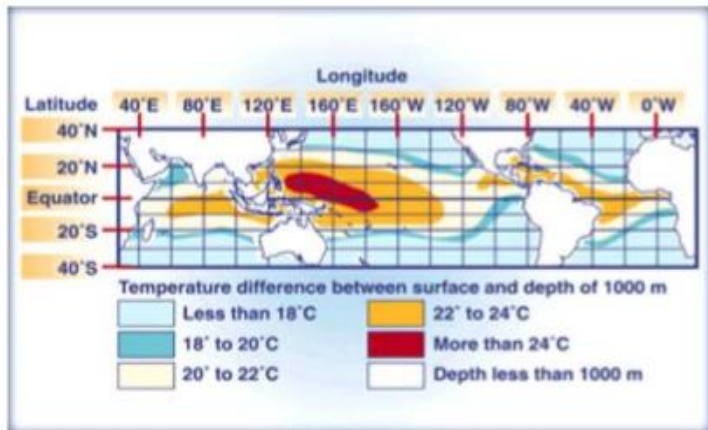
### **1.1 Latar Belakang**

Energi panas yang tersimpan dalam air laut dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik. Seorang peneliti dari Prancis bernama D'Arsonval mengusulkan penggunaan air laut permukaan ( $24\text{--}30^{\circ}\text{C}$ ) untuk mengevaporasi ammonia melalui evaporator yang kemudian dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin generator. Temperatur air laut dingin ( $8\text{--}4^{\circ}\text{C}$ ) dengan kedalaman  $800 - 1000\text{ m}$  digunakan untuk mengkondensasi uap ammonia melalui kondenser. Konsep yang dikembangkan berdasar atas sistem pembangkit siklus termodinamika *rankine cycle*. Sistem inilah yang kemudian dikembangkan dan disebut konversi energi termal lautan (*Ocean Thermal Energy Conversion*). OTEC pertama kali didemonstrasikan pada tahun 1979 di Hawaii dengan energi listrik yang dibangkitkan sebesar  $210\text{ kW}$  dengan energi netto sebesar  $103\text{ kW}$ . Kemudian dikembangkan juga OTEC dengan kapasitas produksi  $100\text{ kW}$  di pulau Nauru oleh perusahaan di Jepang.



Gambar 1. 1 210 kW OC-OTEC Experimental Plant (1993-1998)

Indonesia merupakan negara kepulauan dengan wilayah laut yang sangat luas. Hampir 70% wilayah negara Indonesia adalah lautan. Selain itu negara ini juga terletak pada daerah tropis yang umumnya memiliki perbedaan suhu air laut permukaan dan laut dalam yang sangat tinggi, serta memiliki intensitas gelombang laut yang kecil. Potensi energi panas laut yang baik terletak pada daerah antara 6–9° lintang selatan dan 104–109° bujur timur. Di daerah tersebut pada jarak kurang dari 20km dari pantai didapatkan suhu rata-rata permukaan laut di atas 28°C dan didapatkan perbedaan suhu permukaan dan kedalaman laut (1.000m) sebesar 22,8°C. Sedangkan perbedaan suhu rata-rata tahunan permukaan dan kedalaman lautan (650m) lebih tinggi dari 20°C. Dari beberapa kelebihan tersebut maka teknologi OTEC sangat cocok untuk diterapkan di Indonesia.



Gambar 1. 2 Peta Persebaran Panas Laut

OTEC siklus tertutup pada umumnya menggunakan ammonia ( $NH_3$ ) sebagai fluida kerja. Ammonia digunakan karena memiliki titik didih yang relatif rendah dibandingkan dengan air. Sistem OTEC sendiri terdiri atas evaporator, turbin, generator, kondenser, dan pompa. Air laut bertemperatur hangat

akan mengevaporasi ammonia fasa cair menjadi uap bertekanan tinggi. Uap ammonia kemudian akan menggerakkan turbin yang akan diubah menjadi energi listrik oleh generator listrik. Setelah melewati turbin, uap ammonia akan mengalami penurunan tekanan dan kemudian mengalami pendinginan oleh air laut bertemperatur dingin pada condenser. Kemudian ammonia tersebut akan dipompa kembali ke evaporator dan siklus berulang. Ammonia merupakan fluida yang mudah terbakar. Oleh karena itu diperlukan alternatif fluida lain untuk menggantikan ammonia sebagai fluida kerja pada sistem *OTEC*. Pada penelitian ini akan digunakan refrigerant sebagai fluida kerja, seperti *R12*, *R22*, dan *R23*, *R-32*, dan *R-134a* untuk membandingkan performansi masing-masing fluida kerja. Tujuan dari penelitian ini adalah diperolehnya fluida yang memiliki performansi paling baik untuk mendapatkan efisiensi dan daya yang tinggi dalam sistem *OTEC* yang dikembangkan. Selain itu, dalam penelitian ini juga akan dianalisa pengaruh dari rasio temperatur dan debit dari *cold water* serta *warm seawater* terhadap performansi sistem. Tujuan akhir yang ingin diperoleh adalah terciptanya suatu sistem *OTEC* yang lebih ramah lingkungan, aman, efisien, dan menghasilkan daya listrik yang tinggi.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas adalah:

1. Bagaimana mendesain sistem siklus uap tertutup *OTEC* dengan menggunakan *Cycle Tempo*?
2. Bagaimana pengaruh variasi temperatur air laut dingin keluar kondenser terhadap performansi sistem?
3. Bagaimana pengaruh variasi laju alir massa uap air laut hangat dan air laut dingin terhadap performa sistem?
4. Bagaimana pengaruh variasi fluida kerja (*Ammonia*, *R12*, *R22*, *R23*, *R-32*, dan *R-134a*) dan perbandingan performa yang dihasilkan?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari analisis dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Menghasilkan desain siklus uap tertutup OTEC pada cycle tempo.
2. Mengetahui hasil performa dari sistem pembangkit dengan memvariasikan temperatur air laut keluar kondenser sesuai dengan batasan yang sudah ditetapkan.
3. Mendapatkan rasio laju aliran massa air laut hangat dan air laut yang dingin yang baik untuk performa sistem yang optimal.
4. Mendapatkan fluida kerja yang paling baik dan optimal untuk sistem pembangkit OTEC siklus tertutup.

### 1.4 Batasan Masalah

Analisa yang digunakan berdasarkan atas *heat and mass balance termodinamika siklus rankine* dengan variabel dan asumsi sebagai berikut :

1. Temperatur air laut dingin masuk kondenser diatur 5°C
2. Temperatur air laut hangat masuk evaporator diatur 28°C
3. Temperatur fluida kerja keluar evaporator diatur 26,5°C
4. Laju aliran massa air laut dingin diatur 500 kg/s
5. Laju aliran massa air laut hangat divariasikan dengan rasio (laju aliran massa air laut hangat/laju aliran massa air laut dingin) 0,5 ; 1 ; 1,5 ; 2 ; 2,5
6. Air laut hangat dipompa pada kedalaman 18 meter
7. Air laut dingin dipompa pada kedalaman 800 meter
8. Sistem dalam kondisi tunak (*steady state*)
9. Densitas *cold and warm seawater* dianggap konstan
10. Properties pada air laut menggunakan pendekatan properties air.



### **1.5 Manfaat**

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Meningkatkan pengetahuan penulis dan pembaca tentang pembangkit listrik yang memanfaatkan Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)
2. Mengembangkan suatu sistem pembangkit listrik yang ramah lingkungan
3. Mengoptimalkan sistem pembangkit OTEC dengan menggunakan fluida kerja yang tepat
4. Mengoptimalkan potensi laut Indonesia untuk meningkatkan produksi listrik di Indonesia

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Penelitian Terdahulu

#### 2.1.1 Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali

Penelitian yang dilakukan oleh Adrian Rizky Sinuhaji (2015) mengoptimasi sistem pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)* menggunakan *ammonia* ( $NH_3$ ). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui potensi dari penerapan energi terbarukan di Indonesia. Sistem OTEC sangat sesuai untuk diterapkan di perairan laut Indonesia karena Indonesia terletak dalam wilayah garis khatulistiwa, terdiri atas banyak pulau-pulau, serta memiliki beragam topografi terutama di bagian utara laut Bali. Efisiensi karnot yang dapat diperoleh dari sistem pembangkit OTEC di Bali sebesar 0,788813. Laut Utara Bali memiliki iklim tropis dengan temperatur permukaan rata-rata diantara  $28^{\circ}C$  -  $31^{\circ}C$ .

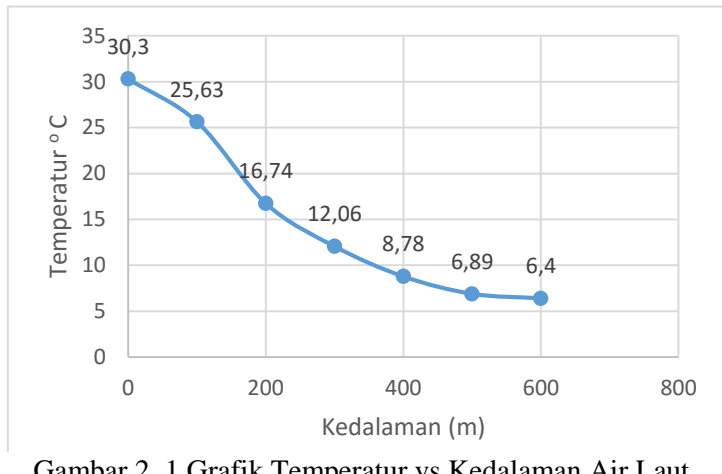
Dari Balai Riset dan Observasi Kelautan didapat rata-rata temperatur permukaan laut di Bali Utara sebesar  $30.3^{\circ}C$  dan maksimum kedalaman 600 meter.

Tabel 2. 1 Temperatur Air Laut Bali Bagian Utara

No	Depth	B	X0	Xn
1	0	0	30,3	30,3
2	100	-0,047	30,3	25,63
3	200	-0,068	30,3	16,74
4	300	-0,061	30,3	12,06
5	400	-0,054	30,3	8,78
6	500	-0,047	30,3	6,89
7	600	-0,04	30,3	6,4

Dari tabel diatas diperoleh temperatur hangat maksimum  $T_w = 30,30^\circ \text{ C}$  dan temperatur dingin maksimum  $T_c = 6,4^\circ \text{ C}$ . Kemudian dapat dihitung maksimum efisiensi karnot kelayakan penerapan sistem OTEC di Bali menggunakan persamaan Termodinamika :

$$\begin{aligned}\eta_{\text{maks}} &= (T_w - T_c) / T_w \\ &= (30,3 - 6,4) / 30,3 \\ &= 0,788813\end{aligned}$$



Gambar 2. 1 Grafik Temperatur vs Kedalaman Air Laut

Tabel 2. 2 Operational Parameter Sistem Pembangkit

Parameter	Unit	Value
Generator power	kW	120
Turbine efficiency	-	0,82
Generator efficiency	-	0,95
Warm seawater pump efficiency	-	0,8
Cold seawater pump efficiency	-	0,8
Working fluid pump efficiency	-	0,75

Warm seawater temperature at depth 0 m	°C	26
Cold seawater temperature at depth 1000 m	°C	5
Warm seawater inlet temperature	°C	26,5
Warm seawater outlet temperature	°C	23
Cold seawater inlet temperature	°C	6
Cold seawater outlet temperature	°C	8
Evaporation temperature	°C	22
Condenser temperature	°C	10

Pada penelitian yang dilakukan dengan properties seperti pada tabel 2.2 diperoleh net power sebesar 69,4 kW dan efisiensi sebesar 3,1%. Dari hasil ini dapat ditarik kesimpulan bahwa Laut Utara Bali adalah tempat yang ideal untuk diterapkan sistem OTEC sebagai pembangkit pulau-pulau kecil yang masih mengalami krisis kelistrikan. Selain itu sistem OTEC juga dapat menghasilkan air desalinasi yang dapat digunakan untuk keperluan pertanian dan sebagainya.

### **2.1.2 Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System with Solar Preheating and Superheating.**

Penelitian yang dilakukan oleh Hakan Aydin (2013) tentang “Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System” bertujuan untuk menganalisa sebuah sistem pembangkit OTEC dengan kemampuan *gross power* yang dihasilkan sebesar 100 kW.

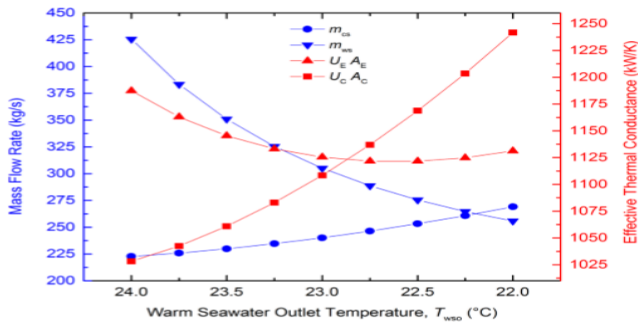
Dalam penelitian ini Hakan menggunakan MATLAB untuk analisa data secara numerik. Temperatur air laut hangat ditetapkan sebesar 26°C dan temperatur air laut dingin sebesar 5°C. Fluida kerja yang digunakan adalah difluoromethane (R-32). Berikut adalah kelebihan R-32 dibandingkan dengan ammonia :

1. Tidak korosif dan mengandung kadar racun yang lebih rendah dibanding ammonia.
2. Lebih cocok digunakan pada analisa siklus super panas (superheated)
3. Memiliki volume uap yang lebih kecil dari ammonia sehingga membutuhkan ukuran turbin yang lebih kecil untuk produksi tenaga dalam skala yang sama.

Pinch point antara fluida kerja dan air laut ditetapkan sebesar 2 °C untuk evaporator dan 1,8 °C untuk kondenser. Kualitas dari uap diasumsikan satu pada keluaran evaporator dan nol pada keluaran kondenser. Process Subcooling dan superheating tidak diijinkan terjadi selama proses operasi. Berikut adalah kondisi desain OTEC sistem 100kW

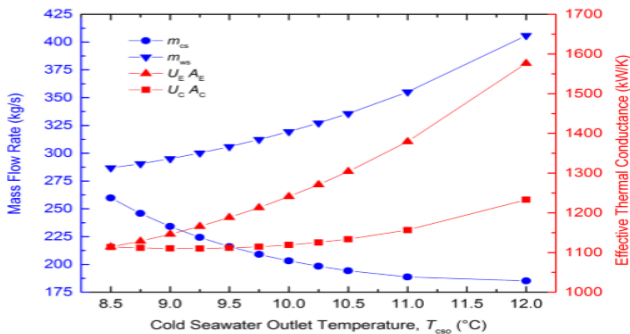
Tabel 2. 3 Property Desain OTEC 100 kW

	Symbol	Value
Seawater inlet temperature (°C)		
Surface seawater	$T_{\text{wsi}}$	26
Deep seawater	$T_{\text{csi}}$	5
Pinch point temperature difference (°C)		
@ Evaporator	$\Delta T_{\text{E}}^{\text{pp}}$	2.0
@ Condenser	$\Delta T_{\text{C}}^{\text{pp}}$	1.8
Vapor quality		
@ Evaporator exit	$x_1$	1
@ Condenser exit	$x_3$	0
Component efficiency (%)		
Turbine	$\eta_{\text{T}}$	--
Generator	$\eta_{\text{G}}$	95
Working fluid pump	$\eta_{\text{p, wf}}$	75
Seawater pumps	$\eta_{\text{p, sw}}$	80
Seawater specific heat capacity (kJ/kg K)	$c_p$	4.025
Seawater density (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_{\text{sw}}$	1025



Gambar 2. 3 Desain Laju Aliran Massa dari Air Laut Dingin  
Fungsi dari Temperatur Keluaran Air Laut Hangat

Entalpi dan entropy dari fluida kerja pada heat exchanger, yang mana merupakan fungsi dari tekanan dan kualitas ditentukan dengan menggunakan REFPROP – NIST. Selain itu juga diasumsikan bahwa fluida kerja bekerja pada tekanan jenuh dan tidak ada tekanan yang hilang pada evaporator. Dari grafik diatas dapat disimpulkan bahwa dengan menetapkan temperatur yang tinggi akan menyebabkan laju aliran massa air laut hangat yang cukup tinggi. Namun dengan menetapkan temperatur rendah akan membutuhkan *effective thermal conductance* yang lebih tinggi yang mengakibatkan naiknya biaya *heat exchanger*.



Gambar 2. 2 Desain Laju Aliran Massa Dari Air Laut  
Dingin Fungsi Dari Temperatur Keluaran Air Laut Dingin

Dari grafik diatas dapat diambil kesimpulan bahwa dengan mendesain temperatur tinggi akan menyebabkan kenaikan biaya pada *heat exchanger* namun akan menurunkan laju aliran massa dari air laut dingin. Dari penelitian ini dianjurkan perbandingan antara laju aliran massa air laut dingin dan air laut hangat (mcw/mww) adalah sekitar 0.5 sampai dengan 1 untuk performa yang optimal.

Tabel 2. 4 Desain Parameter yang Ditetapkan

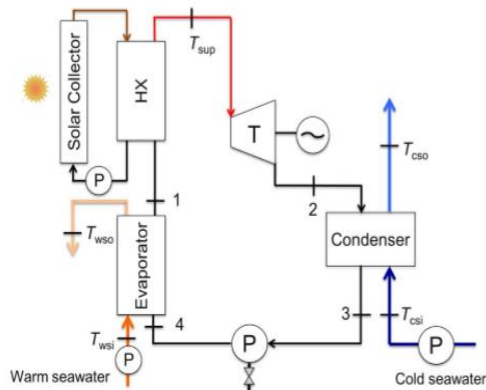
Parameter	Result
Seawater outlet temperature (oC)	
Warm seawater	22,83
Cold seawater	8,61
Mass flow rate (kg/s)	
Warm seawater	288,6
Cold seawater	246,6
Working fluid	12,3
Evaporator	
Evaporation temperature (oC)	20,83
Evaporation pressure (kPa)	1509
Heat transfer rate (kW)	3660
Overall heat transfer coefficient (kW/m <sup>2</sup> K)	3,95
Surface area (m <sup>2</sup> )	279
Condenser	
Condensation temperature (oC)	10,41
Condensation pressure (kPa)	1121
Heat transfer rate (kW)	3561
Overall heat transfer coefficient (kW/m <sup>2</sup> K)	3,26
Surface area (m <sup>2</sup> )	334



Power output consumption (kW)	
Turbine generator power output	100
Working fluid pump power consumption	6,2
Warm seawater pump power consumption	8,9
Coldseawater pump power consumption	16,9
Net power output	68
Turbine isentropic efficiency (%)	80,6
Net thermal efficiency (%)	1,9

Kalor uap latent dari R-32 (218,59 kJ/kg-K at 290 K) yang mana lima kali lebih kecil dari pada NH<sub>3</sub> (1064,38 kJ/kg-K at 290K), yang menyebabkan lebih banyak laju aliran massa yang dibutuhkan dan menghasilkan lebih banyak perpindahan panas pada evaporator dan kondenser. Perbandingan antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin adalah 0,85. Daya netto yang dibangkitkan oleh sistem sebesar 68 kW yang mana 32% tenaga tersebut digunakan untuk menjalankan pompa dan efisiensi termal yang dihasilkan sekitar 1,9 %. Laju aliran massa ditetapkan pada nilai 12,3 kg/s. Hasil desain simulasi sistem pembangkit OTEC 100 kW dapat dilihat pada tabel 2.4.

Dengan ditambahkan solar superheating untuk memanaskan fluida kerja setelah keluar dari evaporator, terjadi peningkatan yang cukup baik pada performa sistem. Daya netto yang dihasilkan meningkat sebesar 17 kW menjadi 85 kW. Selain itu efisiensi termal juga meningkat sebesar 1,1% menjadi 3%



Gambar 2. 4 OTEC System With Solar

### 2.1.3 Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production

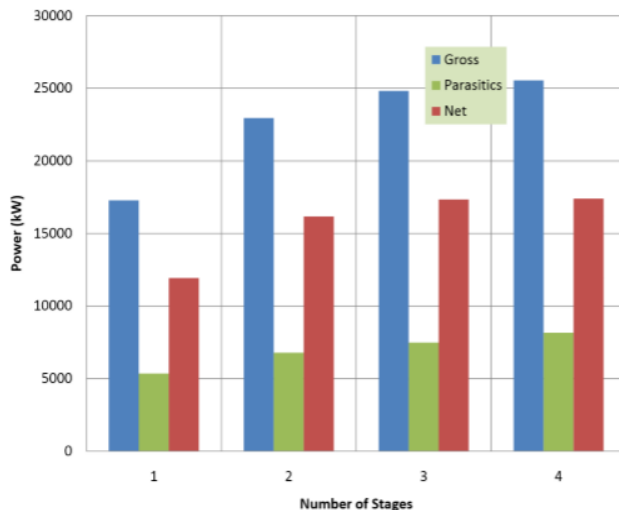
Dalam penelitian yang berjudul “Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production”, Bharatan (2011) ingin meningkatkan produksi tenaga pada OTEC siklus tertutup dengan menambahkan dua hingga tiga siklus rankine pada sistem. Pada penelitian ini digunakan ammonia sebagai fluida kerja utama untuk membangkitkan tenaga sebesar 10 MW. Properties yang digunakan pada kondisi operasional adalah seperti berikut.

Tabel 2. 5 Kondisi Operasional OTEC Staged 10 MW

OTEC staged nominal 10 MW system		
Resource conditions	Value	Units
Warm water temperature	26	oC
Flow rate	50000	kg/s
Cold water temperature	4,5	oC
Flow rate	28450	kg/s
Working fluid	NH3	
Efficiency		

Water pumps	0,72	-
Working fluid pumps	0,72	-
Power turbine	0,75	-
Generator	0,94	-
Heat exchanger minimum approach temperature		
Evaporators	1,2	oC
Condenser	1	oC

Skema sistem yang dirancang terdiri dari empat kategori, yaitu single rankine cycle, dual rankine cycles, tiga rankine cycles, dan empat rankine cycles. Dari setiap kategori ini kemudian akan dibandingkan sistem yang memiliki performa terbaik beserta dengan tenaga yang dibangkitkan. Berikut adalah hasil perbandingan daya yang dihasilkan pada setiap tingkatan,



Gambar 2. 5 Perbandingan Gross, Parasitics, Dan Net Power Yang Dihasilkan

## **2.2 Prinsip Kerja Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)**

Sistem pembangkit Ocean Thermal Energy Conversion dapat digolongkan menjadi tiga kategori, yaitu siklus terbuka (open cycle), siklus tertutup (closed cycle), dan siklus gabungan (hybrid cycle). Ketiga siklus tersebut berdasar atas siklus rankine yang mengkonversi energi panas yang tersimpan dalam air laut menjadi energi listrik. Berikut akan dibahas secara detail tentang komponen dan prinsip kerja sistem OTEC pada masing-masing kategori.

### **2.2.1 Open Cycle OTEC (Siklus Terbuka)**

OTEC siklus terbuka terdiri atas beberapa tahapan seperti berikut :

#### **1. Flash Evaporator**

Pada tahapan ini air laut hangat (*warm seawater*) yang diperoleh dari permukaan air laut akan dipompa dan masuk ke flash evaporator. Pada flash evaporator air laut akan dipisahkan menjadi dua fraksi, yaitu air ( $H_2O$ ) dan garam ( $CaCO_3$ ). Air tersebut akan dikonversi menjadi uap bertekanan rendah dibawah nilai saturasi sesuai dengan temperaturnya yang kemudian dilewatkan melalui turbin.

#### **2. Turbin**

Uap air bertekanan rendah yang diperoleh dari flash evaporator akan masuk dan menggerakkan sudu - sudu dalam turbin. Energi mekanik yang diperoleh kemudian akan diteruskan ke generator listrik untuk menghasilkan listrik.

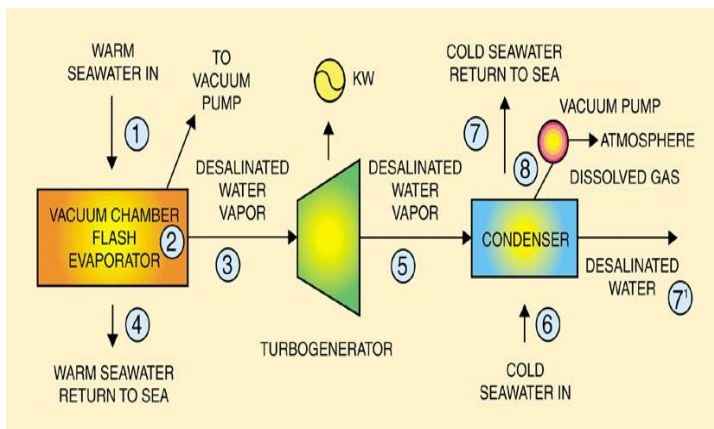
#### **3. Kondenser**

Setelah melewati turbin fluida kerja akan diteruskan menuju kondenser. Dalam kondensor fluida kerja akan bertemu dengan air laut dingin (*cold seawater*). Proses ini menyebabkan terjadinya perpindahan panas dan

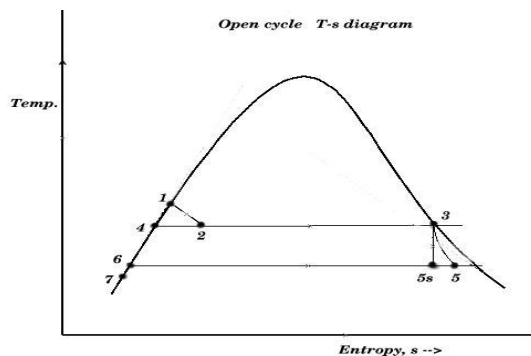
terjadinya proses kondensasi oleh fluida kerja. Hasil dari kondensasi berupa air yang sudah terdesalinasi yang dapat dimanfaatkan sebagai air minum, irigasi, dan keperluan pertanian.

#### 4. Generator Listrik

Generator listrik berfungsi untuk mengubah energi mekanis yang diperoleh dari turbin menjadi energi listrik.



Gambar 2. 7 Diagram OTEC Siklus Terbuka



Gambar 2. 6 Open Cycle T-s Diagram

Pada skema T-s diagram diatas air laut temperatur 27°C memasuki evaporator pada tekanan mendekati tekanan jenuh,  $H_1 = H_f$  dimana  $H_f$  adalah enthalpy dari fasa cair pada temperatur  $T_1$ . Pada evaporator terjadi proses throttling yang menyebabkan air jenuh berubah menjadi dua fase (cair dan uap). Dengan mempertahankan tekanan evaporator pada temperatur  $T_2$ , maka

$$H_2 = H_1 = H_f + x_2 H_{fg} \dots\dots\dots (1)$$

dimana  $x_2$  adalah fraksi massa dari air yang terevaporasi.

Temperatur rendah pada evaporator dipertahankan pada temperatur vakum untuk menghilangkan gas-gas yang tidak terkondensasi pada evaporator. Evaporator mengandung campuran air dan uap dengan kualitas uap yang kecil. Uap tersebut kemudian dipisahkan dengan air sebagai uap jenuh dan air jenuh yang tersisa dibuang kembali ke laut. Uap kemudian masuk dan berekspansi pada turbin.

$$H_3 = H_g \dots\dots\dots (2)$$

$$s_5, s = s_3 = s_f + x_5, s_{fg} \dots\dots\dots (3)$$

Enthalpy pada  $T_5$  adalah,

$$H_5, s = H_f + x_5, s H_{fg} \dots\dots\dots (4)$$

The adiabatic reversible turbine work =  $H_3 - H_{5,s}$

Kerja Turbin aktual,

$$WT = (H_3 - H_{5,s}) \times \text{polytropic efficiency} \dots\dots\dots (5)$$

$$H_5 = H_3 - \text{kerja aktual}$$

Temperatur dan tekanan uap memasuki kondenser semakin kecil. Direct Contact Condenser (DCC) digunakan untuk mencampur temperatur air laut dingin dengan fluida kerja, yang hasilnya mendekati cair jenuh dan kemudian dikembalikan ke laut.

$$H_6 = H_f \text{ pada } T_5 \text{ dan } H_7 = H_f \text{ pada } T_7$$

Perubahan temperatur terjadi antara air laut hangat dengan fluida kerja, serta uap keluar turbin dan air laut dingin.

Analisa termodinamika dan perpindahan panas pada siklus OTEC terbuka adalah sebagai berikut,

Panas yang diserap dari air laut hangat (J/s)

$$q_w = \dot{m}_{ww} \cdot C_p (T_{wwi} - T_{wwo}) \dots \dots \dots (6)$$

Laju uap (kg/s)

$$\dot{m}_w = q_w / h_{fg} \dots \dots \dots (7)$$

Kerja turbin (J/s)

$$\begin{aligned} \dot{W}_t &= \dot{m}_s (h_3 - h_5) \\ &= \dot{m}_s \cdot \eta_T (h_3 - h_{5s}) \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

Panas yang dilepaskan ke air laut (J/s)

$$\dot{q}_s = \dot{m}_{cw} \cdot C_p (T_{cwo} - T_{cwi}) \dots \dots \dots (9)$$

Dimana,

$\dot{m}_{ww}$  adalah laju aliran massa air laut hangat;  $C_p$  adalah kalor jenis;  $T_{wwi}$  dan  $T_{wwo}$  adalah temperatur air laut masuk dan keluar evaporator;  $h_{fg}$  adalah entalphy dari proses evaporasi;  $\eta_T$  adalah isentropik efisiensi dari turbin;  $\dot{m}_{cw}$  adalah aliran massa air laut dingin.

### 2.2.2 Closed Cycle OTEC (siklus tertutup)

OTEC siklus tertutup menggunakan Organic Rankine Cycle (ORC) sebagai fluida kerja. Ammonia biasa digunakan dalam siklus ini karena memiliki titik didih yang relatif rendah dibandingkan dengan air laut sebagai fluida untuk mengevaporasi dan mengkondensasi. OTEC siklus tertutup memiliki beberapa tahapan seperti berikut :

#### 1. Evaporator

Pada evaporator air laut bertemperatur hangat sekitar 26-30°C akan bertemu dengan ammonia atau fluida kerja lainnya. Terjadi perpindahan panas diantara kedua fluida yang menyebabkan ammonia terevaporasi menjadi uap bertekanan tinggi.

#### 2. Turbin

Ammonia fasa uap bertekanan tinggi tersebut kemudian akan masuk ke turbin dan menggerakkan sudu-sudu dalam turbin.

### 3. Turbogenerator

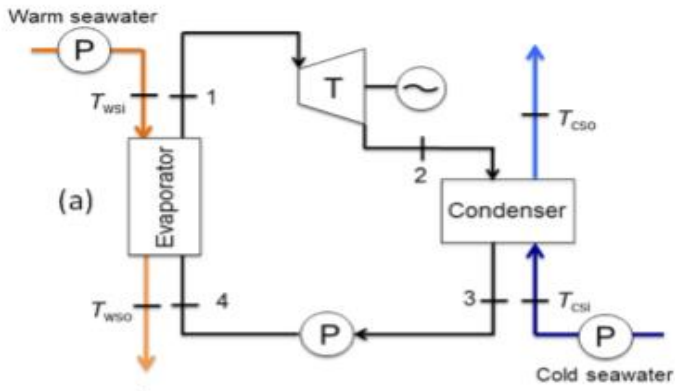
Energi mekanik dari dalam turbin kemudian akan diteruskan ke generator listrik dan dikonversi menjadi energi listrik.

### 4. Kondenser

Uap ammonia yang melewati turbin akan mengalami penurunan temperatur dan tekanan yang kemudian diteruskan memasuki kondenser. Pada kondenser akan terjadi perpindahan panas antara uap ammonia dengan air laut dingin sehingga terjadi kondensasi serta perubahan fasa ammonia menjadi cair jenuh.

### 5. Pompa Fluida Kerja

Keluar dari kondenser ammonia akan dipompa pada tekanan tertentu menuju ke evaporator dan siklus terus berulang.

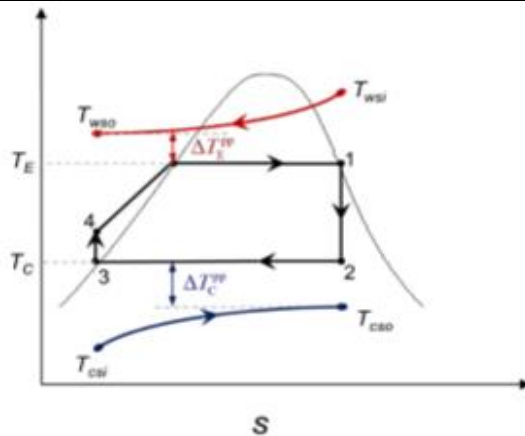


Gambar 2. 8 Skema OTEC Siklus Tertutup



Tabel 2. 6 Proses Termodinamika

No	Proses
1	uap ammonia memasuki turbin
2	ammonia jenuh memasuki condenser
3	ammonia cair memasuki pompa kerja
4	ammonia keluar dari pompa dan masuk evaporator
T <sub>ws</sub> i	Air laut hangat masuk evaporator
T <sub>ws</sub> o	Air laut hangat keluar evaporator
T <sub>cs</sub> i	Air laut dingin masuk condenser
T <sub>cs</sub> o	Air laut dingin keluar condenser



Gambar 2. 9 T-s Diagram OTEC Siklus Tertutup

Analisa termodinamika dan perpindahan panas pada OTEC siklus tertutup adalah sebagai berikut,

### 1. Alat Penukar Panas

Pada evaporator, fluida kerja terevaporasi menjadi uap jenuh setelah menerima panas dari air laut hangat. Persamaan *energy balance* pada evaporator adalah sebagai berikut;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}wf(h_1 - h_4) = \dot{m}ws C_p (T_{wsi} - T_{wso}) \dots \dots \dots (10)$$

Dengan asumsi bahwa air laut adalah *incompressible fluid*, maka panas yang ditambahkan pada evaporator sama dengan panas yang hilang oleh air laut hangat. *Overall heat transfer coefficient* dan *effective surface area* dari evaporator memiliki hubungan dengan laju perpindahan panas sesuai dengan rumusan berikut :

$$\dot{Q}_e = U_e . A_e . \Delta T_{lm,e} \dots \dots \dots (11)$$

Dimana  $\Delta T_{lm,e}$  adalah *logarithmic mean temperature difference* yang melewati evaporator dan dapat ditulis seperti berikut,

$$\Delta T_{lm,e} = \frac{(T_{wsi} - T_e) - (T_{wso} - T_e)}{\ln \frac{(T_{wsi} - T_e)}{(T_{wso} - T_e)}} \quad (12)$$

dan *effective thermal conductance*  $U_e A_e$  dapat dituliskan seperti berikut,

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_{wf} A_e} + \frac{1}{h_{ws} A_e} \quad (13)$$

Persamaan kesetimbangan energi dari kondenser pada dasarnya sama dengan evaporator dan dapat dituliskan seperti berikut,

$$\dot{Q}_c = \dot{m}wf(h_2 - h_3) = \dot{m}cs C_p (T_{cso} - T_{csi}) \quad (14)$$

Sedangkan nilai *effective thermal conductance* dari kondenser hubungannya dengan laju perpindahan panas adalah,

$$\dot{Q}_c = U_c . A_c . \Delta T_{lm,c} \quad (15)$$

Dimana  $\Delta T_{lm,c}$  adalah *logarithmic mean temperature difference* yang melewati kondenser dan dapat dituliskan seperti berikut,

$$\Delta T_{lm,c} = \frac{(T_c - T_{csi}) - (T_c - T_{cso})}{\ln \frac{(T_c - T_{csi})}{(T_c - T_{cso})}} \quad (16)$$

*Effective thermal conductance* pada kondenser dapat ditentukan dengan rumusan berikut,

$$\frac{1}{UcAc} = \frac{1}{h_w f Ac} + \frac{1}{h_{cs} Ac} \quad (17)$$

## 2. Pompa

Setelah dikondensasi, fluida kerja kemudian akan dipompa menuju evaporator. Keseimbangan energi pada pompa dapat dituliskan seperti berikut,

$$\dot{W} = \dot{m}_{wf} (h_4 - h_3) \quad (18)$$

Perubahan *enthalpy* pada pompa dapat dihitung dengan persamaan,

$$h_4 - h_3 = v_4 (P_4 - P_3) \quad (19)$$

dengan asumsi bahwa kenaikan temperatur pada pompa relatif kecil sehingga dapat diabaikan, serta volume spesifik tetap sama setelah melewati pompa  $v_3 \approx v_4$ . Fluida kerja akan dipompa mencapai tekanan evaporasi. Kerja pompa dihitung dengan persamaan berikut,

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot v_4 (P_4 - P_3)}{\eta_{p, wf}} \quad (20)$$

Dimana  $\eta_{p, wf}$  adalah efisiensi dari pompa fluida kerja.

## 3. Turbin

Fluida kerja yang terevaporasi akan menggerakkan dan memutar sudu-sudu pada turbin dan mengalami proses *adiabatik*. Tekanan uap pada keluaran turbin memiliki nilai yang sama dengan tekanan jenuh pada temperatur kondensasi dalam kondenser. Tenaga keluaran dari turbin dihubungkan dengan generator untuk membangkitkan tenaga listrik. Tenaga yang dihasilkan dapat ditulis seperti berikut,

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} \cdot \eta_t \cdot \eta_g (h_1 - h_{2s}) \quad (21)$$

Dimana  $h_{2s}$  adalah isentropik *enthalpy* pada keluaran turbin dan dapat dihitung menggunakan,

$$h_{2s} = h_{2f} + x_{2s} \cdot h_{2fg} \quad (22)$$

dimana  $h_{2f}$  dan  $h_{2fg}$  adalah *enthalpy* cair jenuh dan *enthalpy* dari evaporasi pada  $P_2$ . Kualitas isentropik  $x_{2s}$  dapat dituliskan,

$$x_{2s} = \frac{(s_1 - s_{2f})}{s_{2fg}} \quad (23)$$

#### 4. Efisiensi Thermal

Efisiensi termal adalah perbandingan antara kerja netto dengan energi panas yang masuk kedalam evaporator. Kerja netto diperoleh dari selisih antara daya turbin dan daya pompa pada sistem. Dari penjelasan diatas dapat dirumuskan suatu persamaan sebagai berikut,

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (24)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{netto}}{\dot{Q}_{in}} \quad (25)$$

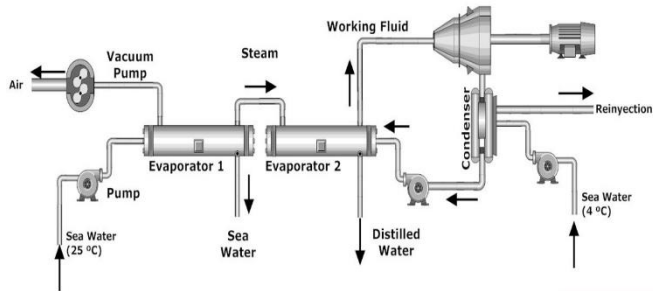
$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}} \quad (26)$$

#### 2.2.3 Hybrid Cycle OTEC (siklus gabungan)

Hybrid cycle merupakan gabungan dari OTEC siklus tertutup dan OTEC siklus terbuka. Pada hybrid cycle air laut hangat akan masuk dalam vacuum chamber (ruang vakum) dan kemudian akan mengalami penurunan tekanan padaa flash evaporator. Seperti pada siklus terbuka, air laut kemudian akan terpisah menjadi dua fasa yaitu uap jenuh dan cair jenuh. Uap jenuh dari air laut akan dimanfaatkan untuk memanaskan ammonia menjadi uap dan kemudian akan dikondensasikan kembali menjadi air desalinasi. Sedangkan uap ammonia akan menuju turbin untuk menggerakkan sudu-sudu pada turbin yang kemudian dikonversi menjadi energi listrik oleh generator listrik.

Dengan temperatur permukaan air laut 26°C dan temperatur air laut dalam 4,5 °C serta laju volume air laut dingin sebesar 13,9 m<sup>3</sup>/s dan air laut hangat 26,4 m<sup>3</sup>/s dapat diperoleh gross power output sebesar 7920 kW. Dengan menggunakan

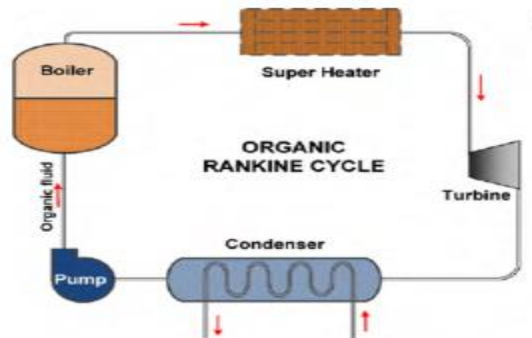
teknologi terbaru dapat diperoleh power net sebesar 5260 kW. 160 kW diperlukan untuk memproduksi 2281 m<sup>3</sup> air desalinasi.



Gambar 2. 10 Diagram OTEC Siklus Gabungan

### 2.3 Organic Rankine Cycle (ORC)

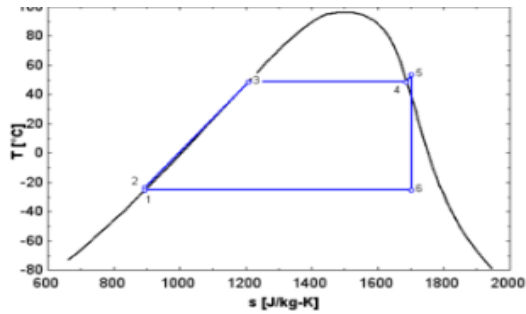
*Organic Rankine Cycle* memiliki prinsip kerja seperti pada *rankine cycle*. Fluida Kerja akan dipompa menuju boiler sehingga mengalami evaporasi. Fluida kerja yang terevaporasi akan berubah fasa menjadi uap bertekanan tinggi yang kemudian akan melewati turbin untuk membangkitkan generator listrik. Kemudian uap yang melewati turbin akan masuk menuju kondenser dan berubah fasa menjadi cair jenuh. Fluida kerja berupa cair jenuh kemudian akan dipompa menuju ke boiler dan siklus berulang.



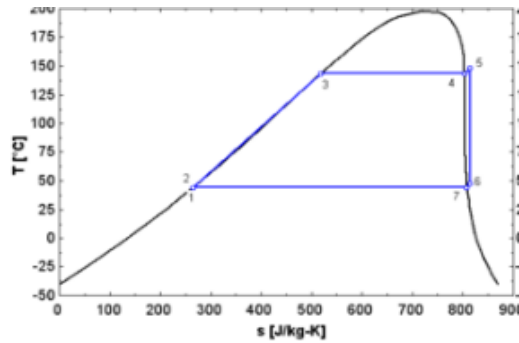
Gambar 2. 11 Organic Rankine Cycle

Berbeda dengan *Rankine Cycle* pada umumnya, *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja organik, seperti *chlorofluorocarbon*, *hydrofluorocarbon*, *hydrocarbon*, *fluorocarbon*, *silicon oil*, dan *refrigerant*. Pemilihan dari fluida kerja sangat menentukan performansi sistem pembangkit. Untuk memperoleh hasil kerja yang optimal, fluida kerja harus memiliki karakteristik seperti berikut :

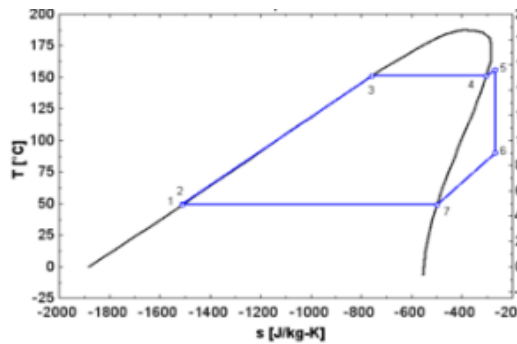
1. Memiliki titik didih (*boiling temperatur*) yang lebih rendah daripada titik didih air. Berbagai jenis refrigerants dan hydrocarbons biasa dipakai dalam sistem ORC.
2. Memiliki kurva uap jenuh isentropik pada T-s diagram. Hal ini untuk menghindari terjadinya “wet” fluids, yaitu terjadinya dua fasa pada fluida setelah melewati proses ekspansi pada turbin.
3. Memiliki titik beku yang rendah dan kestabilan temperatur yang tinggi. Titik beku fluida harus lebih rendah dari temperatur kerja pada komponen dalam sistem. Hal ini dikarenakan fluida organik cenderung mengalami dekomposisi kimia pada temperatur yang tinggi dan menyebabkan perubahan karakteristik dari fluida tersebut.
4. Memiliki kalor laten dan densitas yang tinggi. Kedua sifat ini meningkatkan kemampuan fluida untuk menyerap energi pada evaporator, mengurangi laju aliran masa yang dibutuhkan, serta konsumsi energi dari pompa.
5. Aman dan ramah lingkungan. Beberapa karakteristik keamanan yang harus dipenuhi, antara lain adalah tidak beracun, tidak mudah terbakar, tidak korosif, tidak merusak lapisan ozon, tidak menyebabkan global warming, mudah didapat, dan memiliki tekanan yang sesuai dengan kemampuan sistem.



Gambar 2. 14 Dry Fluid Saturation Vapor Curve



Gambar 2. 12 Isentropic Fluid Saturation Vapor



Gambar 2. 13 Dry Fluid Saturation Vapor

## **2.4 Working Fluid (Fluida Kerja)**

Fluida kerja sangat menentukan hasil kerja dari suatu sistem pembangkit. Fluida kerja yang dipilih harus memenuhi sifat-sifat yang sesuai dengan batasan fisik dan lingkungan yang ada. Pada penelitian ini akan digunakan ammonia dan beberapa jenis refrigerant, seperti R12, R22, dan R23 sebagai fluida kerja utama pada sistem pembangkit OTEC siklus tertutup.

### **2.4.1 Ammonia (NH<sub>3</sub>)**

Ammonia tersusun atas gas nitrogen dan hidrogen. Ammonia merupakan senyawa yang stabil, tidak berbau tajam, dan larut didalam air. Metode utama untuk memproduksi amonia adalah menggunakan proses Haber –Bosch yang mereaksikan hidrogen langsung dengan unsur nitrogen,  $N_2 + 3H_2 \rightarrow 2NH_3$ . Ammonia merupakan fluida kerja utama yang biasa digunakan pada sistem pembangkit OTEC siklus tertutup.

### **2.4.2 R-12 (dichlorodifluoromethane)**

Refrigerant jenis R12 merupakan senyawa kimia yang stabil untuk membawa panas dan tidak mudah terbakar. Selain itu senyawa ini juga tidak berbau, tidak korosif, dan tidak beracun. R12 biasa digunakan pada sistem air conditioning (AC) mobil. Refrigerant jenis ini mudah didapatkan di pasaran dan harganya lebih murah dibanding dengan refrigerant lainnya.

### **2.4.3 R-22 (monochlorodifluoromethane)**

R22 biasa dipakai sebagai refrigerant pada sistem air conditioning (AC). Refrigerant ini memiliki sifat tidak beracun dan tidak mudah terbakar sehingga aman digunakan dalam sistem refrigerasi dalam industri-industri. R22 juga memiliki kemampuan menyerap air yang lebih baik daripada R12. Hal ini sangat penting pada sistem refrigerasi karena memperkecil kemungkinan terjadinya gangguan pada sistem.



#### **2.4.4 R-23 (fluoroform)**

R23 biasa digunakan pada semikonduktor industri untuk pembuatan teflon. Disamping itu R23 juga bisa digunakan sebagai refrigerant pengganti (cfc-13). R23 memiliki titik didih yang sangat rendah pada tekanan 1 atm dibanding dengan NH<sub>3</sub>, R12, dan R22

#### **2.4.5 R-32**

Freon R-32 pertama kali ditemukan oleh Daikin Jepang pada tahun 2012 yang kemudian dimanfaatkan sebagai pendingin AC. Freon jenis ini tergolong ramah lingkungan karena tidak menyebabkan kerusakan lapisan ozon dan tidak mudah terbakar.

#### **2.4.6 R-134a**

R-134a memiliki beberapa sifat fisik yang baik, yaitu tidak beracun, tidak mudah terbakar, dan relatif stabil. Namun refrigerant ini juga memiliki beberapa kelemahan antara lain harganya yang relatif mahal dan dapat menyebabkan resiko pemanasan global yang cukup tinggi.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB III METODOLOGI**

### **3.1 Metodologi Penelitian**

Tahapan yang dilakukan untuk melakukan simulasi dan analisis sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan menggunakan beberapa fluida kerja yang berbeda adalah sebagai berikut:

1. Studi Kasus

Pemilihan fluida kerja harus disesuaikan dengan berbagai batasan yang ada pada sistem. Sifat fisik pada fluida kerja seperti titik didih, densitas, tekanan kritis, dan sebagainya sangat menentukan performa suatu sistem pembangkit. Selain itu penerapan teknologi OTEC harus disesuaikan dengan kondisi iklim dan perairan laut daerah yang ingin diterapkan. Hal ini berkaitan dengan temperatur permukaan laut, kondisi perairan, kedalaman laut, serta kondisi lingkungan sekitar.

2. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Pengumpulan data yang dilakukan diperoleh dari berbagai jurnal dan penelitian tentang OTEC yang sudah dilakukan sebelumnya, baik OTEC dalam negeri maupun luar negeri. Dari pengumpulan data tersebut diperoleh karakteristik seperti tekanan dan temperatur kerja OTEC pada umumnya. Selain itu juga diperoleh berbagai karakteristik air laut pada permukaan dan kedalaman tertentu yang sangat menentukan keberhasilan pengoperasian sistem tersebut. Temperatur air laut yang diambil berdasarkan dengan data yang diperoleh dari penelitian yang dilakukan oleh Adrian Rizki Sinuhaji tentang “Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali.”

3. Permodelan Pembangkit dengan *Software Cycle Tempo* dan Analisis Termodinamika.

Tahapan ini diawali dengan perancangan OTEC siklus tertutup menggunakan *software Cycle Tempo* dengan beberapa referensi desain pembangkit yang sudah ada sebelumnya. Hal yang dilakukan selanjutnya adalah melakukan uji coba (*trial-error*) untuk mendapatkan properties pembangkit yang tepat sesuai batasan yang ada. Langkah selanjutnya adalah melakukan analisa hasil seperti efisiensi sistem, tenaga yang dihasilkan, serta tenaga yang dibutuhkan yang dituangkan dalam bentuk tabel maupun grafik.

#### 4. Simulasi Variasi Fluida Kerja pada Sistem

Pada simulasi ini akan dilakukan beberapa variasi fluida kerja, yaitu Ammonia, R12, R22, R23, R32 dan R134a. Kondisi operasional sistem pembangkit, seperti pada evaporator, kondensor, pompa, dan turbin akan disesuaikan dengan sifat fisik masing-masing fluida kerja yang akan digunakan. Pada simulasi ini akan dilakukan uji coba (*trial-error*) hingga diperoleh hasil sesuai yang diharapkan.

#### 5. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah simulasi berhasil dilakukan, *Cycle Tempo* akan melakukan proses perhitungan dan analisis. Hasil perhitungan tersebut akan diolah dalam bentuk tabel maupun grafik. Hasil yang diperoleh kemudian akan dikaji kembali secara manual menggunakan persamaan termodinamika dan perpindahan panas untuk memperoleh hasil yang akurat. Setelah itu akan diambil kesimpulan mengenai karakteristik beberapa fluida kerja terhadap performa sistem pembangkit OTEC yang dibuat.

#### 6. Penyusunan Laporan

Semua hasil dari simulasi menggunakan *Cycle Tempo* dan analisisnya akan dituangkan ke dalam sebuah laporan yang disusun secara sistematis dan sesuai dengan laporan tugas akhir pada umumnya.

## 3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

### 3.2.1 Distribusi Temperatur Air Laut Indonesia

Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Adrian Rizki Sinuhaji (2015) tentang “Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali” didapatkan beberapa karakteristik air laut di utara Pula Bali. Air laut di bagian utara Bali memiliki iklim tropis dan temperatur permukaan air laut diantara 28°C - 31°C yang menyimpan energi panas cukup tinggi. Air laut di Indonesia sangat ideal untuk penerapan OTEC karena memiliki temperatur yang tinggi dan konstan dari tahun ke tahun. Perbedaan temperatur pada permukaan air laut dan air laut dalam dapat menyebabkan perbedaan tekanan yang kemudian dimanfaatkan untuk menggerakkan suatu turbin (*mechanical work*). Rumusan dasar termodinamika yang digunakan pada sistem OTEC adalah sebagai berikut,

$$\frac{P \cdot V}{T} = k \text{ (constant)}$$

Dimana P adalah tekanan; V adalah volume, dan T adalah temperatur. Dari rumusan diatas dapat diambil kesimpulan bahwa dengan mengubah temperatur pada fluida kerja dapat meningkatkan atau menurunkan tekanan fluida tersebut.

Suhu permukaan air laut pada kedalaman tertentu dapat dihitung dengan menggunakan persamaan hubungan antara suhu permukaan air laut dengan suhu kedalaman air laut. Dengan menghitung nilai (b) sebagai konstanta terhadap fungsi kedalaman.

$$X_n = X_o + by \dots\dots\dots(27)$$

Dimana :

X<sub>n</sub> = Suhu pada kedalaman n

X<sub>o</sub> = Suhu permukaan awal

b = Konstanta dari fungsi kedalaman

y = Kedalaman

Dari Balai Riset dan Observasi Kelautan diperoleh nilai konstanta dari fungsi kedalaman sebagai berikut,

Tabel 3. 1 Nilai Konstanta Fungsi Kedalaman di Indonesia

Kedalaman	b
0-150	$y/-2142$
150-700	$(y-1170)/14309$

Dari data tersebut kemudian dianalisa tentang suhu air laut hangat dan suhu air laut dingin maksimum pada laut Bali utara. Berdasarkan penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya di Indonesia, Data yang didapat kemudian akan dijadikan dasar untuk menentukan temperatur air laut pada simulasi yang akan dilakukan pada *Cycle Tempo*. Dari hasil analisa diperoleh data seperti berikut,

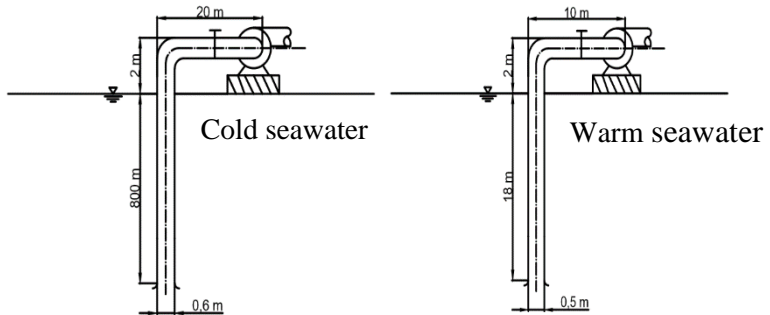
Tabel 3. 2 Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Air Laut Perairan Wilayah Laut Bali Utara

No	Depth	B	X0	Xn
1	0	0	30,3	30,3
2	100	-0,047	30,3	25,63
3	200	-0,068	30,3	16,74
4	300	-0,061	30,3	12,06
5	400	-0,054	30,3	8,78
6	500	-0,047	30,3	6,89
7	600	-0,04	30,3	6,4

### 3.2.2 Perhitungan Tekanan Pompa Air Laut Hangat dan Air Laut Dingin

Pompa dengan spesifikasi tertentu diperlukan untuk memompa air laut hangat dan air laut dingin. Pada penelitian ini akan dirancang sistem perpipaan dengan kedalaman 20 meter untuk air laut hangat dan kedalaman 800 meter untuk air laut dingin. Diameter pipa untuk air laut dingin yang digunakan adalah sebesar 0,6 meter dan 0,5 meter untuk air laut hangat.

Berikut adalah gambar skematik dari sistem perpipaan dan pemasangan pompa diatas permukaan air laut.



Gambar 3. 1 Skema Pipa dan Pompa Air Laut Hangat dan Air Dari persamaan Energi Grade Line (EGL) dan Head Loss pada pipa didapatkan rumusan seperti berikut,

$$\left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) = \sum hl + \sum h_{lm} \quad (28)$$

Dimana, P (tekanan),  $\rho$  (massa jenis fluida), v (kecepatan fluida), g (percepatan gravitasi), z (perbedaan ketinggian), hl (head loss mayor), dan h<sub>lm</sub> (head loss minor).

$$\sum hl = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \quad (29)$$

dimana f (friction factor), L (panjang pipa), D (diameter pipa)

$$\sum h_{lm} = K \frac{V^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} \quad (30)$$

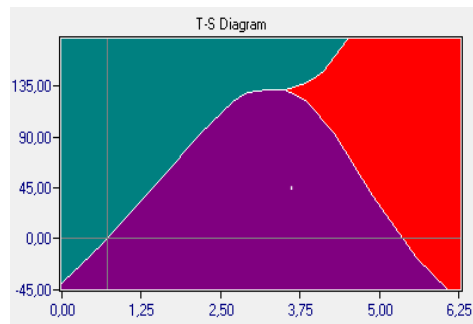
dimana K(loss coefficient),  $\frac{L_e}{D}$  (equivalent length of pipe)

### 3.2.3 Data Ammonia dan Refrigerant (refprop & computer aided thermodynamic tables)

Fluida kerja yang digunakan dalam penelitian ini adalah Ammonia, R-12, R-22, dan R-23, R-32, R-134a.

Tabel 3. 3 Sifat Fisik NH<sub>3</sub>

No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	NH <sub>3</sub>	
2	Massa molekul	17,031	g/mol
3	Titik didih (1atm)	-33,18	°C
4	Temperatur kritisal	132,4	°C
5	Tekanan kritisal	11333	kPa
6	Densitas kritisal	225	kg/m <sup>3</sup>

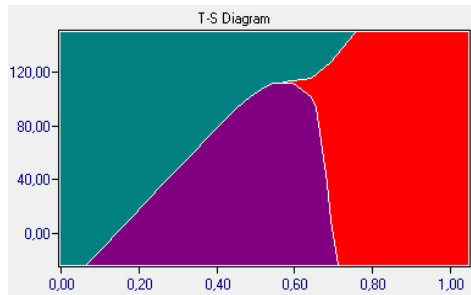


Gambar 3. 2 T-s Diagram Ammonia

Tabel 3. 4 Sifat Fisik R12

No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	-
2	Massa molekul	120,91	g/mol
3	Titik didih (1atm)	-29,75	°C
4	Temperatur kritisal	111,97	°C
5	Tekanan kritisal	4136	kPa
6	Densitas kritisal	565	kg/m <sup>3</sup>

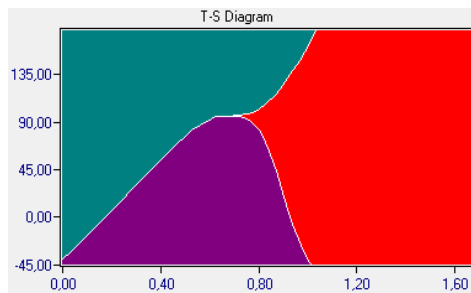




Gambar 3. 3 T-s Diagram R12

Tabel 3. 5 Sifat Fisik R22

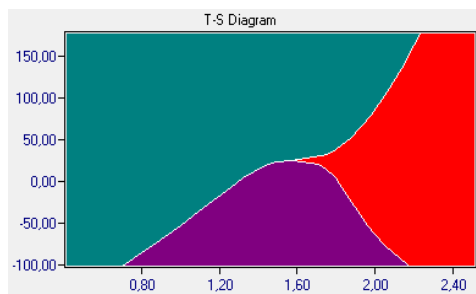
No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	$\text{CHClF}_2$	-
2	Massa molekul	86.47	g/mol
3	Titik didih (1atm)	-40,81	°C
4	Temperatur kritisal	96.15	°C
5	Tekanan kritisal	4990	kPa
6	Densitas kritisal	523,8	kg/m <sup>3</sup>



Gambar 3. 4 T-s Diagram R22

Tabel 3. 6 Sifat Fisik R23

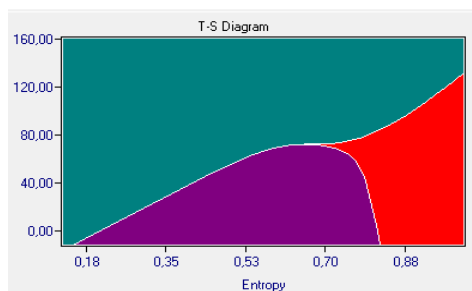
No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	CHF3	
2	Massa molekul	70,014	g/mol
3	Titik didih (1atm)	-81,87	°C
4	Temperatur kritisal	26,29	°C
5	Tekanan kritisal	4832	kPa
6	Densitas kritisal	526,5	kg/m <sup>3</sup>



Gambar 3. 5 T-s Diagram R23

Tabel 3. 7 Sifat Fisik R32

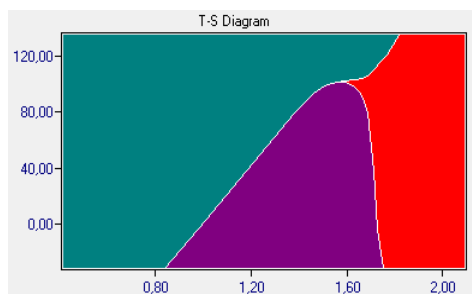
No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	CH2F2	
2	Massa molekul	52,024	g/mol
3	Titik didih (1atm)	-51,5	°C
4	Temperatur kritisal	78,26	°C
5	Tekanan kritisal	5782	kPa
6	Densitas kritisal	424	kg/m <sup>3</sup>



Gambar 3. 6 T-s Diagram R-32

Tabel 3. 8 Sifat Fisik R-134a

No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	
2	Massa molekul	102,03	g/mol
3	Titik didih (1atm)	-26,3	°C
4	Temperatur kritis	101,06	°C
5	Tekanan kritis	4059	kPa
6	Densitas kritis	515,3	kg/m <sup>3</sup>



Gambar 3. 7 T-s Diagram R-134a

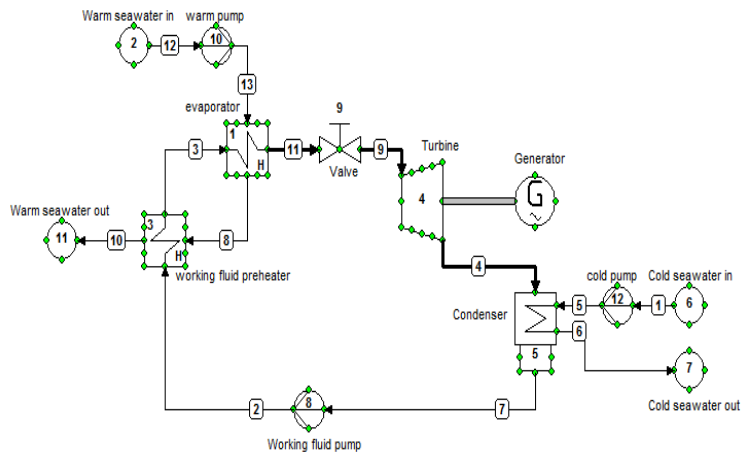
Gambar 3.2 hingga 3.7 menunjukkan diagram T-s dari ammonia dan setiap jenis refrigeran. Perbedaan bentuk diagram T-s menunjukkan adanya perbedaan titik kritis yang dapat berupa

temperatur, tekanan, densitas, serta volume spesifik. Pemilihan kondisi kerja pada evaporator dan kondenser pada setiap fluida kerja sangat menentukan performa dari sistem pembangkit tersebut.

### 3.4 Permodelan Cycle Tempo

*Cycle Tempo* adalah suatu *software* yang dikembangkan untuk melakukan analisa termodinamika dan permodelan sistem suatu sistem pembangkit. Dengan menggunakan fitur yang ada dalam *software* ini kita dapat memperoleh data-data seperti efisiensi, kerja yang dilakukan, kerja netto, T-s diagram, dan sebagainya yang dapat dijadikan pertimbangan apakah suatu sistem yang dikembangkan layak untuk dioperasikan. Namun diperlukan pemahaman dan pengalaman yang cukup untuk menggunakan *software* ini dan diperlukan analisa termodinamika secara manual untuk meningkatkan keakuratan data yang diperoleh pada sistem.

Permodelan sistem yang akan dirancang adalah sistem pembangkit OTEC siklus tertutup. Komponen yang dipakai antara lain adalah sebuah evaporator, sebuah turbin, sebuah generator, sebuah kondensor, sebuah pompa fluida kerja, sebuah pompa air laut hangat, sebuah pompa air laut dingin, sebuah katup, serta wadah air laut hangat dan air laut dingin. Pada sistem yang dirancang tidak melakukan proses pembakaran bahan bakar oleh karena itu pada sistem tidak digunakan suatu boiler namun digunakan sebuah evaporator. Air laut diilustrasikan menggunakan heat source dan heat sink sebagai wadah untuk menjalankan fungsi evaporator dan kondenser. Berikut adalah hasil permodelan yang diperoleh,



Gambar 3. 8 Hasil Permodelan Cycle Tempo Siklus Tertutup

Tabel 3. 9 Parameter Set pada Cycle Tempo

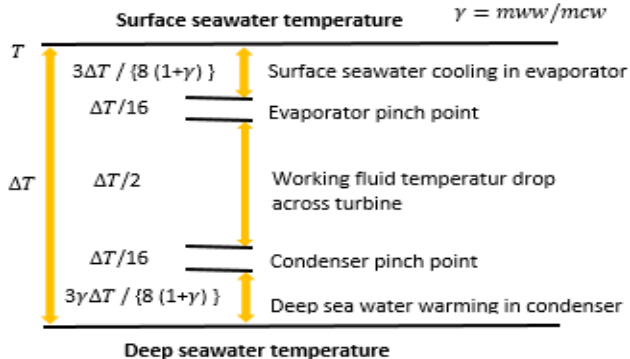
Operational Parameter	Nilai	Satuan
Ditetapkan		
Temperatur air laut hangat masuk evaporator	28	oC
Temperatur air laut dingin masuk evaporator	5	oC
Laju aliran massa air laut dingin	500	kg/s
Temperatur fluida kerja keluar evaporator	26,5	oC
Temperatur fluida kerja keluar kondenser	12	oC
Kedalaman pemompaan air laut hangat	18	m
Kedalaman pemompaan air laut dingin	800	m
Divariasikan		
Laju aliran massa air laut hangat	250;500;750;1000;1250	kg/s
Fluida kerja	Ammonia, refrigerant	
Tekanan kerja evaporator dan kondenser	*	bar
Temperatur air laut dingin keluar kondenser	6,25;7,5;8,75;10;10,75	oC
Dihasilkan		
Laju aliran massa fluida kerja	**	kg/s
Temperatur air laut hangat keluar evaporator	***	oC

Keterangan
* Disesuaikan tiap fluida kerja
**fungsi Tseawater out kondenser
***fungsi laju aliran massa fluida kerja

Tabel 3. 10 Spesifikasi Komponen

Komponen	Efficiency
Turbine (%)	100
Generator (%)	100
Working fluid pump (%)	87,65
Warm seawater pump (%)	86,11
Cold seawater pump (%)	92

### 3.4.1 Batasan Operasional Pada Sistem



Gambar 3. 9 Tangga Temperatur Operasional pada OTEC

Pada rumusan diatas, Nihous dari Hawaii Natural Energy institute menggunakan laju air laut hangat sebagai variabel berubah. Hal ini dikarenakan laju aliran air laut dingin lebih sulit untuk diperoleh.  $\gamma$  merepresentasikan rasio antara laju air laut hangat dengan laju air laut dingin. Dari bagan diatas

dapat ditentukan batas batas operasional dan temperatur pada evaporator, kondenser, dan turbin pada prototype sistem OTEC yang akan disimulasikan.

Penurunan temperatur fluida kerja setelah melewati turbin untuk kerja yang optimal adalah sekitar  $\Delta T/2$ , dimana  $\Delta T$  merupakan gradien temperatur antara suhu permukaan air laut hangat dan suhu air laut dingin. Dengan menetapkan batasan perbedaan temperatur minimum (Pinch Point) pada evaporator dan kondenser sebesar  $\Delta T/16$ , maka pemanasan temperatur air laut maksimal pada kondenser adalah  $3\Delta T/16$ . Namun pada percobaan ini akan divariasikan temperatur pemanasan air laut dingin keluar dari kondenser hingga  $4\Delta T/16$  atau  $\Delta T/4$ .

### 3.4.2 Variasi Temperatur Air Laut Keluar Kondenser hingga $\Delta T/4$

Berdasarkan rumusan yang ditetapkan oleh **Nihous (Hawaii Natural Energy Institute)** tentang tangga temperatur operasional OTEC. Diperoleh batasan maksimal temperatur air laut keluar dari kondenser. Dengan menggunakan *rumusan heat and mass balance*, pada kondenser diperoleh hasil seperti berikut,

$$\begin{aligned} (Q_{wf})_c &= (Q_{seawater})_c \\ \dot{m}_{wf} \cdot C_{p_{wf}} \cdot (T_{wfin} - T_{wfout}) &= \dot{m}_{cw} \cdot C_{p_{cw}} \cdot (T_{cwout} - T_{cwin}) \\ \dot{m}_{wf} &= \dot{m}_{cw} \cdot \left( \frac{C_{p_{cw}}}{C_{p_{wf}}} \right) \cdot \frac{(T_{cwout} - T_{cwin})}{(T_{wfin} - T_{wfout})} \end{aligned}$$

Temperatur pemanasan air laut pada kondenser akan divariasikan pada  $\Delta T_{out}$  6,25; 7,5; 8,75; 10; dan 10,75°C. Temperatur fluida kerja dikunci pada  $T_{in}$  15 °C dan  $T_{out}$  12 °C pada kondenser. Berikut adalah nilai laju aliran massa fluida kerja yang ditunjukkan pada setiap variasi yang dilakukan,

Tabel 3. 11 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja Ammonia

No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mcw (kg/s)	Tcin (C)	delta Tcold	Tcout (C)	Cp NH3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	Tfout (C)	Tfin (C)	P cond (bar)
1	4,23	1,4375	500	5	1,25	6,25	4,76	185,28	12,00	15	7,2
2	4,23	1,4375	500	5	2,5	7,50	4,76	370,55	12,00	15	7,2
3	4,23	1,4375	500	5	3,75	8,75	4,76	555,83	12,00	15	7,2
4	4,23	1,4375	500	5	5	10,00	4,76	741,11	12,00	15	7,2
5	4,23	1,4375	500	5	5,75	10,75	4,76	852,27	12,00	15	7,2

Tabel 3. 12 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-12

No	Cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mwv (kg/s)	Twin (C)	twout (C)	Cp R12 (kj/kg)	mwf (kg/s)	Tfout (C)	Tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1250	28	26,91	0,967	911,32	26,50	20	5,6
2	4,22	1,4375	1250	28	25,83	0,967	1822,65	26,50	20	5,6
3	4,22	1,4375	1250	28	24,74	0,967	2733,97	26,50	20	5,6
4	4,22	1,4375	1250	28	23,66	0,967	3645,29	26,50	20	5,6
5	4,22	1,4375	1250	28	23,00	0,967	4192,09	26,50	20	5,6

Tabel 3. 13 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-22

No	Cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mcw (kg/s)	Tcin (C)	delta Tcold	Tcout (C)	Cp R22 (kj/kg)	mwf (kg/s)	Tfout (C)	Tfin (C)	P cond (bar)
1	4,3	1,4375	500	5	1,25	6,25	1,21	740,36	12,00	15	7,89
2	4,3	1,4375	500	5	2,5	7,50	1,21	1480,72	12,00	15	7,89
3	4,3	1,4375	500	5	3,75	8,75	1,21	2221,07	12,00	15	7,89
4	4,3	1,4375	500	5	5	10,00	1,21	2961,43	12,00	15	7,89
5	4,3	1,4375	500	5	5,75	10,75	1,21	3405,65	12,00	15	7,89

Tabel 3. 14 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-23

No	Cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mcw (kg/s)	Tcin (C)	delta Tcold	Tcout (C)	Cp R23 (kj/kg)	mwf (kg/s)	Tfout (C)	Tfin (C)	P cond (bar)
1	4,23	1,4375	500	5	1,25	6,25	2,80	314,73	12,00	15	36,79
2	4,23	1,4375	500	5	2,5	7,50	2,80	629,46	12,00	15	36,79
3	4,23	1,4375	500	5	3,75	8,75	2,80	944,20	12,00	15	36,79
4	4,23	1,4375	500	5	5	10,00	2,80	1258,93	12,00	15	36,79
5	4,23	1,4375	500	5	5,75	10,75	2,80	1447,77	12,00	15	36,79

Tabel 3. 15 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-32

No	Cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mcw (kg/s)	Tcin (C)	delta Tcold	Tcout (C)	Cp R32	mwf (kg/s)	Tfout (C)	Tfin (C)	P cond (bar)
1	4,2	1,4375	500	5	1,25	6,25	1,84	475,54	12,00	15	12,8
2	4,2	1,4375	500	5	2,5	7,50	1,84	951,09	12,00	15	12,8
3	4,2	1,4375	500	5	3,75	8,75	1,84	1426,63	12,00	15	12,8
4	4,2	1,4375	500	5	5	10,00	1,84	1902,17	12,00	15	12,8
5	4,2	1,4375	500	5	5,75	10,75	1,84	2187,50	12,00	15	12,8



Tabel 3. 16 Nilai Laju Aliran Massa Fluida Kerja R-134a

No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mww (kg/s)	Twin (C)	Twout (C)	Cp R134a	mwf (kg/s)	Tfout (C)	Tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	1250	28	26,90	1,4	634,06	26,50	20	5,7
2	4,18	1,4375	1250	28	25,79	1,4	1268,12	26,50	20	5,7
3	4,18	1,4375	1250	28	24,69	1,4	1902,17	26,50	20	5,7
4	4,18	1,4375	1250	28	23,58	1,4	2536,23	26,50	20	5,7
5	4,18	1,4375	1250	28	22,92	1,4	2916,67	26,50	20	5,7

### 3.4.3 Variasi Rasio $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$ pada Setiap Variasi Temperatur Air Laut keluar Kondenser

Dengan menggunakan rumusan heat and mass balance pada persamaan (10) dan (14), diperoleh rumusan untuk mendapatkan nilai laju aliran massa fluida kerja pada evaporator dan kondenser untuk setiap fluida kerja. Temperatur keluar evaporator ditetapkan sebesar 26,5°C dengan batasan pitch point sebesar 1,4375°C. Dengan memvariasikan  $\dot{m}_{ww}$  pada 250;500;750;1000;1250 kg/s dan mengunci  $\dot{m}_{cw}$  pada 500 kg/s, akan didapatkan Temperatur air laut keluar dari kondenser dengan nilai tertentu dengan batasan crossing temperature dan pinch point yang sudah ditetapkan.

$$T_{wwout} = (T_{wwin})e - \left(\frac{\dot{m}_{wfw}}{\dot{m}_{ww}}\right) \left(\frac{C_{pwfw}}{C_{pww}}\right) \cdot (T_{wfwout} - T_{wfwfin})$$

Tabel 3. 17 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat ( $\dot{m}_{ww}$ ) 250kg/s Ammonia

No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	250	28	22,57	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	250	28	17,14	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	250	28	11,71	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	250	28	6,28	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	250	28	3,02	4,76	852,27	26,5	20	8,57

Tabel 3. 18 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 500kg/s Ammonia

No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	500	28	25,29	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	500	28	22,57	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	500	28	19,86	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	500	28	17,14	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	500	28	15,51	4,76	852,27	26,5	20	8,57

Tabel 3. 19 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 750kg/s Ammonia

No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	750	28	26,19	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	750	28	24,38	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	750	28	22,57	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	750	28	20,76	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	750	28	19,67	4,76	852,27	26,5	20	8,57

Tabel 3. 20 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 1000kg/s Ammonia

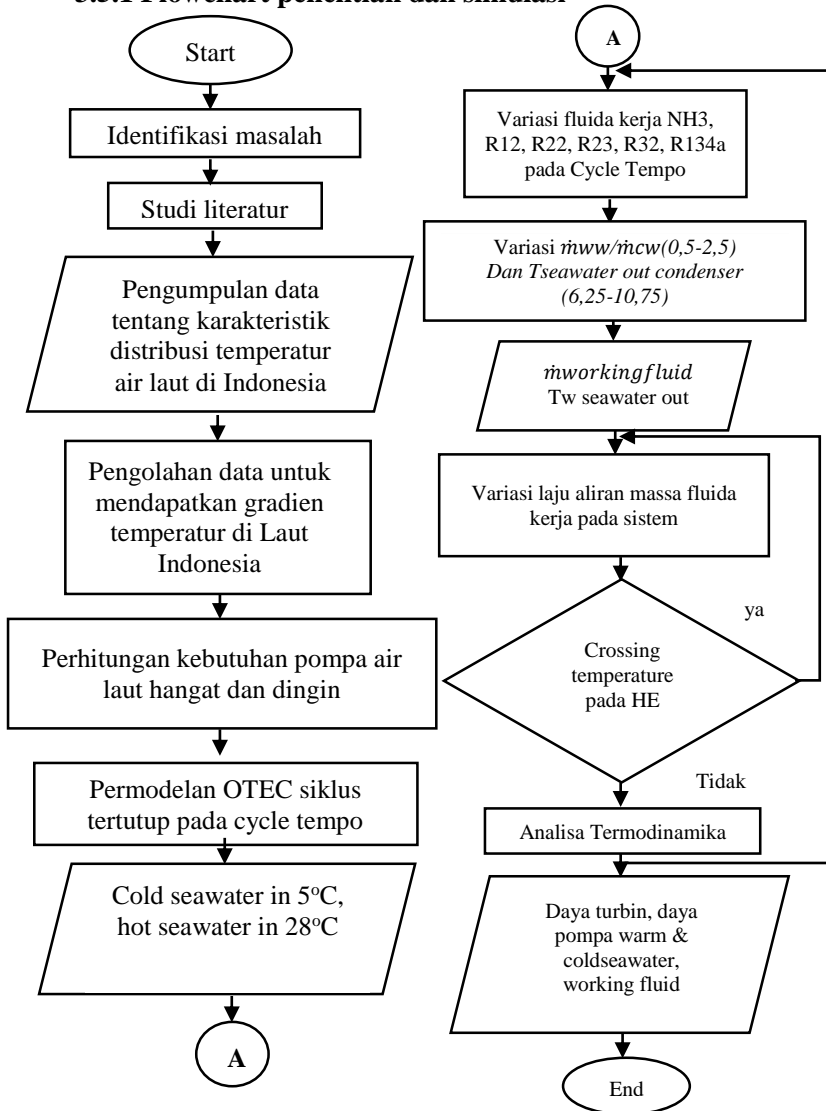
No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1000	28	26,64	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	1000	28	25,29	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	1000	28	23,93	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	1000	28	22,57	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	1000	28	21,76	4,76	852,27	26,5	20	8,57

Tabel 3. 21 Variasi pada Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww) 1250kg/s Ammonia

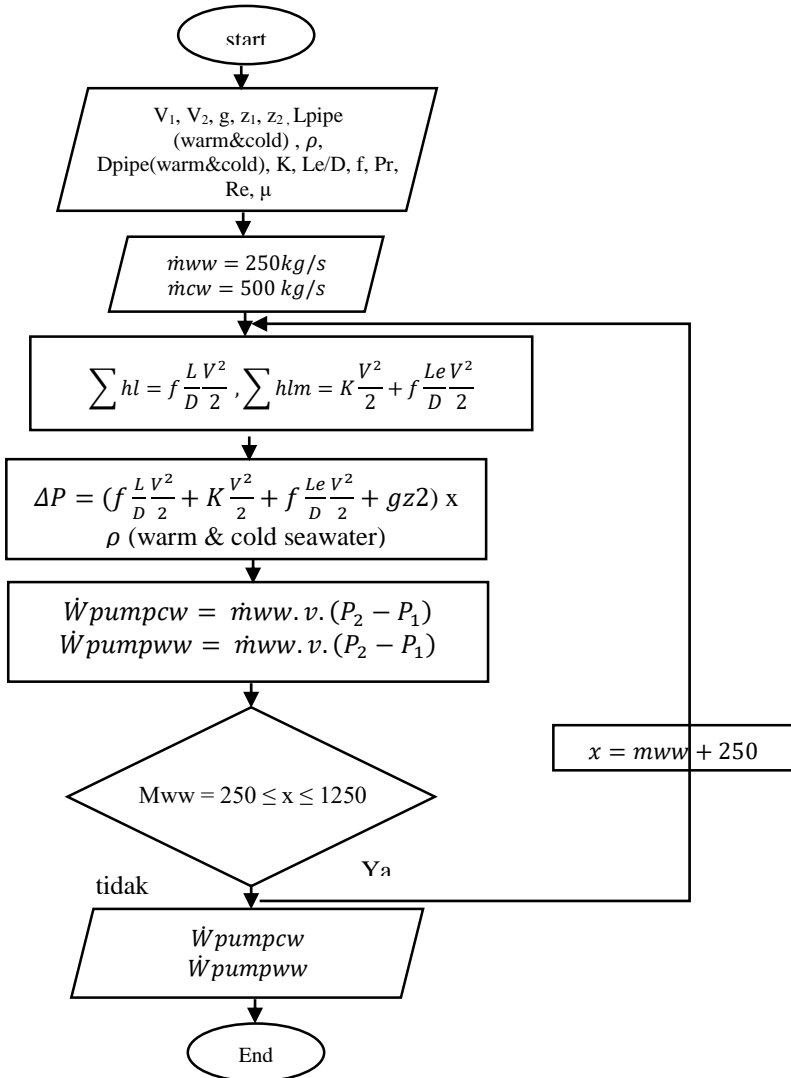
No	cpsw (kj/kg)	Pinch Point	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1250	28	26,91	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	1250	28	25,83	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	1250	28	24,74	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	1250	28	23,66	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	1250	28	23	4,76	852,27	26,5	20	8,57

### 3.5 Flowchart

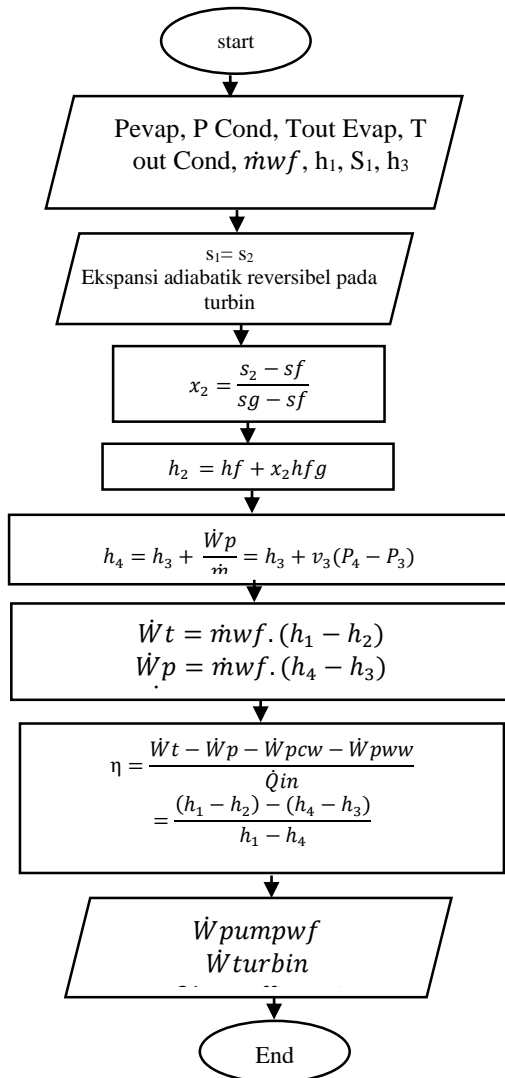
#### 3.5.1 Flowchart penelitian dan simulasi



### 3.5.2 Flowchart Perhitungan Daya Pompa Seawater



### 3.5.3 Perhitungan Daya Turbin dan Daya Pompa Fluida Kerja



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB IV PEMBAHASAN

### 4.1 Perhitungan Tekanan dan Daya Pompa Air Laut

Dari persamaan Energi Grade Line (EGL) dan Head Loss pada pipa didapatkan rumusan seperti berikut,

$$\left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) = \sum hl + \sum hlm$$

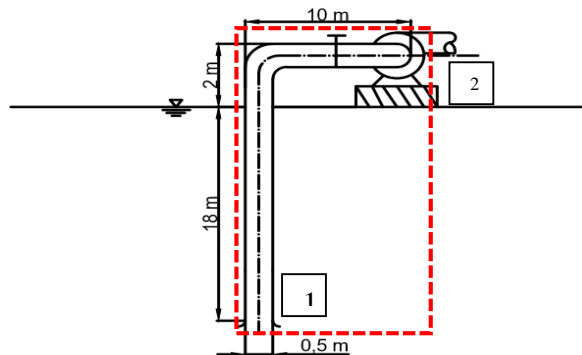
Dimana, P (tekanan),  $\rho$  (massa jenis fluida), v (kecepatan fluida), g (percepatan gravitasi), z (ketinggian), hl (head loss mayor), dan hlm (head loss minor).

$\sum hl = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2}$ , dimana f (friction factor), L (panjang pipa), D (diameter pipa)

$\sum hlm = K \frac{V^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2}$ , dimana K(loss coefficient),  $\frac{L_e}{D}$  (equivalent length of pipe)

Dengan Asumsi yang digunakan adalah aliran dalam keadaan *steady*, aliran berupa *incompressible flow*, viskositas dinamik dan massa jenis air laut konstan. Melalui rumusan diatas akan dihitung kebutuhan daya pompa untuk air laut hangat dan air laut dingin pada setiap variasi laju aliran massa yang digunakan.

#### 4.1.1 Pompa Air Laut Hangat



Gambar 4. 1 Skema Pompa Air Laut Hangat

Dengan parameter yang sudah ditetapkan seperti berikut,  
 $P_2 = 0$  (gage) Pa,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $z_1 = 0$ ,  $z_2 = 2 \text{ m}$ ,  $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$ ,  $L = 20 \text{ m}$  (vertikal) dan  $10 \text{ m}$  (horisontal),  $D = 0,5 \text{ m}$ ,  $f = 0,02$  (untuk smooth pipes),  $K = 0,28$  (rounded entrance),  $\frac{L_e}{D} = 8$  (gate valve) dan  $30$  (standart elbow  $90^\circ$ ) berdasarkan buku introduction to fluid mechanics, Fox and Mc Donald. Dengan mengambil contoh perhitungan pada laju aliran massa  $250 \text{ kg/s}$  atau pada rasio  $0,5$  didapatkan kecepatan linear menurut rumusan berikut,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ww} &= \rho \cdot v \cdot A \\ v &= \frac{\dot{m}_{ww}}{\rho \cdot A} \\ v &= \frac{250}{1025 \cdot 0,19625} = 1,24 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Dengan meninjau sistem diatas,  $v_1 = v_2$  maka persamaan menjadi seperti pada berikut :

$$\begin{aligned}\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho} - g z_2\right) &= f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} + K \frac{V^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} \\ P_1 - P_2 &= \left(f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} + K \frac{V^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} + g z_2\right) \cdot \rho \\ P_1 - P_2 &= \left(0,027 \frac{30}{0,5} \frac{1,24^2}{2} + 0,28 \frac{1,24^2}{2} \right. \\ &\quad \left. + 0,027 (8 + 30) \frac{1,24^2}{2} + 9,81 \cdot 2\right) \cdot 1025 \\ P_1 - P_2 &= 0,224 \text{ bar (gage)} = 1,24 \text{ bar (absolut)}\end{aligned}$$

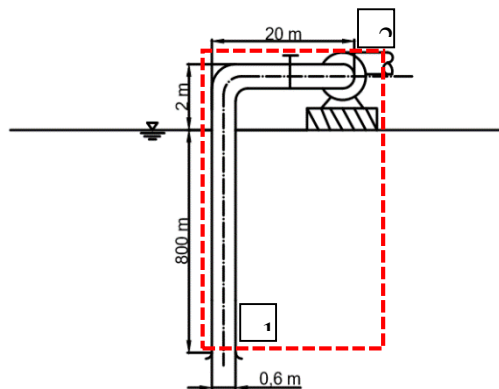


Tabel 4. 1 Kebutuhan Tekanan Pompa Untuk Setiap Variasi Laju Aliran Massa Air Laut Hangat (mww)

No	Mww (kg/s)	A (m <sup>2</sup> )	Re	f	H <sub>mayor</sub>	H <sub>m</sub> Entrance	H <sub>m</sub> (gate +elbow)	P (bar)
1	250	0,19625	589762	0,027	1,25	0,22	0,79	1,24
2	500	0,19625	1179523	0,024	4,45	0,86	2,82	1,3
3	750	0,19625	1769285	0,022	9,17	1,95	5,81	1,39
4	1000	0,19625	2359047	0,021	15,57	3,46	9,86	1,51
5	1250	0,19625	2948809	0,019	22,01	5,41	13,94	1,64

#### 4.2.2 Pompa Air Laut Dingin

Dengan parameter yang sudah ditetapkan seperti berikut,



Gambar 4. 2 Skema Pompa Air Laut

$P_2 = 0$  (gage) Pa,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $z_1 - z_2 = 2 \text{ m}$ ,  $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$ ,  $L = 802 \text{ m}$  (vertikal) dan  $20 \text{ m}$  (horisontal),  $D = 0,6 \text{ m}$ ,  $f = 0,024$  (untuk smooth pipes),  $K = 0,28$  (rounded entrance),  $\frac{L_e}{D} = 8$  (gate valve) dan  $30$  (standart elbow  $90^\circ$ ) berdasarkan buku introduction to fluid mechanics, Fox and Mc Donald. Dengan mengambil contoh perhitungan pada laju aliran massa  $500 \text{ kg/s}$  didapatkan kecepatan linear menurut rumusan berikut,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ww} &= \rho \cdot v \cdot A \\ v &= \frac{\dot{m}_{ww}}{\rho \cdot A} \\ v &= \frac{500}{1025 \cdot 0,19625} = 1,72 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Dengan meninjau sistem diatas,  $v_1=v_2$  maka persamaan menjadi seperti pada berikut,

$$\begin{aligned}\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho} - g z_2\right) &= f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} + K \frac{V^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} \\ P_1 - P_2 &= \left(f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} + K \frac{V^2}{2} + f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} + g z_2\right) \times \rho \\ P_1 - P_2 &= \left(0,024 \frac{822 \cdot 1,72^2}{0,6} + 0,28 \frac{1,72^2}{2} \right. \\ &\quad \left. + 0,024 (8 + 30) \frac{1,72^2}{2} + 9,81 \cdot 2\right) \cdot 1025 \\ P_1 - P_2 &= 1,81 \text{ bar (absolut)}\end{aligned}$$

#### 4.1.3 Perhitungan Daya Pompa Air Laut

Pada penelitian tugas akhir ini akan dilakukan variasi laju aliran massa air laut hangat sebanyak lima kali, yaitu pada 250, 500, 750, 1000, dan 1250 kg/s. Air laut masuk evaporator pada temperatur 28°C dan masuk kondenser pada temperatur 5°C. Simulasi akan dilakukan menggunakan cycle tempo, oleh karena itu akan dilakukan perhitungan manual sebagai verifikasi hasil dari perhitungan yang dilakukan oleh software cycle tempo. Berdasarkan persamaan termodinamika untuk menghitung daya pompa, diperoleh rumusan seperti berikut,

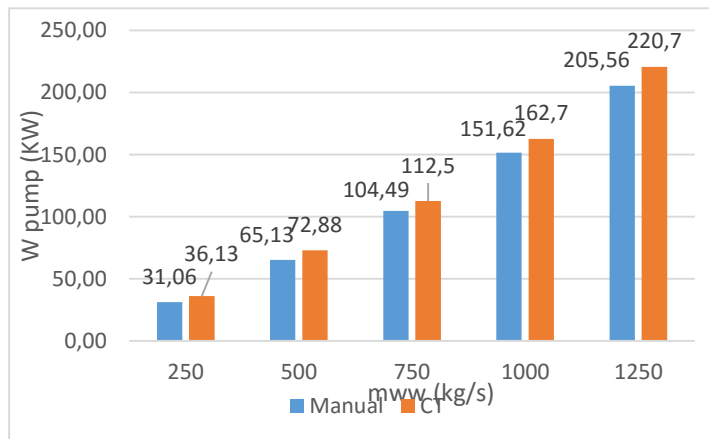
$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{ww} \cdot v_1 \cdot \Delta P$$

Dimana,  $\dot{m}_{ww}$  merupakan laju aliran massa air laut hangat sebesar 250 kg/s,  $v_1$  merupakan volume spesifik dari air laut sebesar 0,001 m<sup>3</sup>/kg, dan  $\Delta P$  merupakan tekanan pompa sebesar 1,24 bar. Dari data ini diperoleh,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{pump} &= 250 \frac{kg}{s} \cdot 0,0010038 \frac{m^3}{kg} (1,8) \cdot \frac{10^5 kg}{ms^2} \cdot \frac{1KW}{10^3 W} \\ &= 31 KW \end{aligned}$$

Tabel 4. 2 Kebutuhan Daya Pompa Air Laut Hangat  
Perhitungan Manual

No	$\dot{m}_{ww}$ (kg/s)	$\Delta P$ pompa (bar)	volume (m <sup>3</sup> /kg)	W pompa (KW)
1	250	1,24	0,0010038	31,05
2	500	1,30	0,0010038	65,13
3	750	1,39	0,0010038	104,48
4	1000	1,51	0,0010038	151,62
5	1250	1,64	0,0010038	205,56



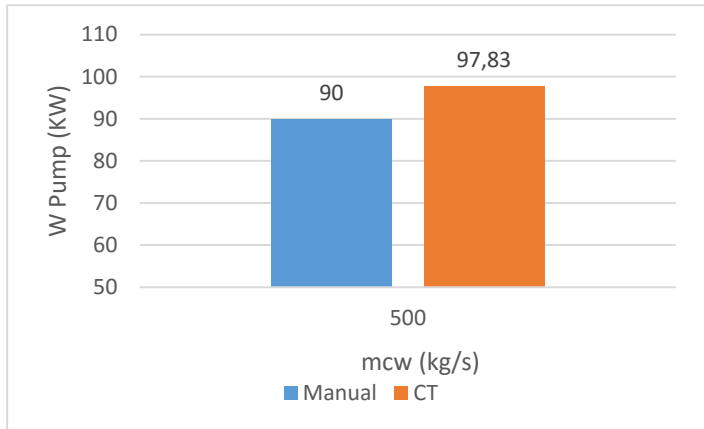
Gambar 4. 3 Mass Flow Rate Air Laut Hangat vs Daya Pompa

Perbedaan hasil ditunjukkan pada analisa manual dan analisa menggunakan software cycle tempo. Terdapat selisih pada daya pompa yang dibutuhkan air laut hangat sebagai contoh pada mass flow rate 250 kg/s yaitu sebesar 5 KW.

Setelah dianalisa lebih lanjut terdapat perbedaan selisih enthalpy pada perhitungan manual dan CT yaitu sebesar 0,02 kJ/kg. Perbedaan tersebut relatif kecil sehingga perhitungan pada CT cukup akurat. Trenline grafik yang ditunjukkan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya nilai laju aliran massa dari air laut hangat. Kebutuhan daya pompa paling kecil diperoleh pada mww 250 kg/s sebesar 31 KW dan paling besar pada mww 1250 kg/s sebesar 205,56 KW.

Sedangkan untuk menghitung daya pompa air laut dingin, digunakan parameter seperti berikut,  $\dot{m}_{cw}$  merupakan laju aliran massa air laut dingin sebesar 500 kg/s,  $v_l$  sebesar 0,001 m<sup>3</sup>/kg, dan tekanan pompa  $\Delta P$  sebesar 1,81 bar. Dari data ini diperoleh,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{pump} &= 500 \frac{kg}{s} \cdot 0,001 \frac{m^3}{kg} (1,81) \cdot \frac{10^5 kg}{ms^2} \cdot \frac{1KW}{10^3 W} \\ &= 90 KW\end{aligned}$$



Gambar 4. 4 Mass Flow Rate Air Laut Dingin vs Daya Pompa Air Laut Dingin

Dari diagram diatas dapat dilihat bahwa terdapat perbedaan hasil dari perhitungan manual dan perhitungan pada cycle tempo. Pada air laut dingin dengan mass flow rate 500 kg/s

terjadi perbedaan sebesar 7,8 KW. Perbedaan ini disebabkan karena perbedaan tabel termodinamika yang digunakan pada cycle tempo dan perhitungan manual. Perbedaan masih tergolong kecil dan dapat ditoleransi karena masih menunjukkan hasil yang relatif sama.

## 4.2 Analisa Termodinamika dan Performa Sistem Pembangkit

Pada penelitian ini akan divariasikan fluida kerja terhadap rasio dari laju aliran massa air laut hangat dan aliran massa air laut dingin. Hal ini akan mengakibatkan adanya perbedaan tekanan kerja pada evaporator dan kondenser untuk setiap variasi yang dilakukan. Hal ini akan berdampak pada performa dari sistem pembangkit tersebut, antara lain daya turbin yang dihasilkan, kerja pompa dari fluida kerja, kerja netto, serta efisiensi thermal sistem. Analisa perhitungan akan dilakukan menggunakan software cycle tempo, namun untuk mengetahui keakurasian pada perhitungan software tersebut, akan dilakukan perhitungan manual sebagai pembandingan.

### 4.2.1 Fluida Kerja Ammonia

Perhitungan manual akan dilakukan pada  $T_c$  out Kondenser  $6,25^\circ\text{C}$  ratio 0,5 dengan  $\dot{m}_{ww} 250\text{kg/s}$  dan  $\dot{m}_{cw} = 500\text{kg/s}$ . Laju aliran massa fluida  $\dot{m}_{wf}$  sebesar  $185,25\text{ kg/s}$ . Analisa dimulai dari bagian masuk turbin, tekanannya adalah  $8,57\text{ bar}$  pada temperatur  $26,5^\circ\text{C}$  pada kondisi superheated. Dengan menggunakan *Computer Aided Termodinamic Table* untuk ammonia diperoleh  $h_1=1643,1\text{ kJ/kg}$  dan  $s_1= 5,9181\text{kJ/kg.K}$ .

Kondisi 2 ditetapkan oleh  $P_2 = 7,2\text{ bar}$  dan entropi spesifik konstan untuk ekspansi yang adiabatik dan reversibel secara internal melalui turbin. Dengan menggunakan data cairan jenuh dan uap jenuh dari *Computer Aided Termodinamic Table*, kualitas pada kondisi 2 adalah

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{5,9181 - 1,7139}{5,9102 - 1,7139} = 1,0019$$

Maka entalpi menjadi

$$h_2 = hf + x_2 hfg = 411,57 + 1,0019 \cdot 1207,63 \\ = 1621,5 \text{ kJ/kg}$$

Kondisi 3 berada pada daerah subcooled dengan tekanan 7,2 bar dan temperatur 12°C sehingga  $h_3 = 399,14$  kJ/kg.

Kondisi 4 ditetapkan oleh tekanan boiler  $P_4$  dan entropi spesifik  $s_4 = s_3$ . Enthalpi spesifik  $h_4$  dapat dihitung melalui interpolasi dalam tabel cairan hasil kompresi. Akan tetapi, karena data cairan hasil kompresi relatif jarang dijumpai, adalah lebih mudah untuk menggunakan persamaan berikut untuk mendapatkan  $h_4$ .

$$h_4 = h_3 + \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_3 + v_3(P_4 - P_3)$$

Dengan memasukkan nilai properti dari *Computer Aided Thermodynamic*,

$$h_4 = 399,14 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ + \frac{0,0016081 \text{ m}^3}{\text{kg}} (8,57 \\ - 7,2) \cdot \frac{10^5 \text{ N}}{\text{m}} \cdot \frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ Nm}} = 399,36 \text{ kJ/kg}$$

Kerja yang dihasilkan oleh turbine dapat dihitung menggunakan rumusan berikut,

$$\dot{W}_t = \dot{m} w_f \cdot (h_1 - h_2) \\ \dot{W}_t = \frac{185,25 \text{ kg}}{\text{s}} \cdot \frac{(1643,1 - 1621,5) \text{ kJ}}{\text{kg}} = 4006,89 \text{ KW}$$

Kerja yang dilakukan oleh pompa fluida kerja adalah,

$$\dot{W}_p = \dot{m} w_f \cdot (h_4 - h_3) \\ \dot{W}_p = \frac{185,25 \text{ kg}}{\text{s}} \cdot \frac{(399,36 - 399,14) \text{ kJ}}{\text{kg}} = 40,8 \text{ KW}$$

Kalor yang diserap oleh evaporator adalah,

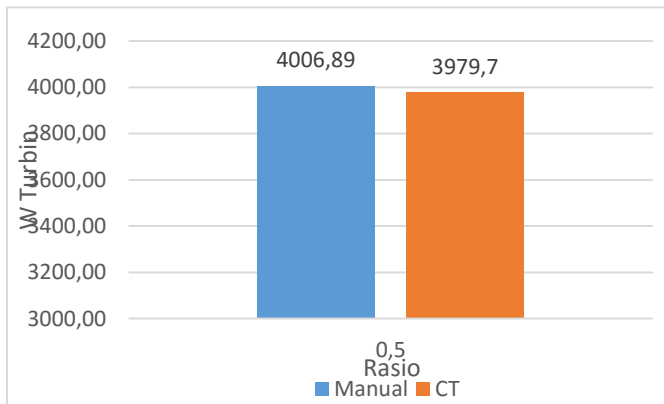
$$Q_{in} = \frac{185,25 \text{ kg}}{s} \cdot \frac{(1643,1 - 399,36) \text{ kJ}}{\text{kg}} = 230435 \text{ KW}$$

Maka diperoleh efisiensi termal sebesar,

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p - \dot{W}_{pcw} - \dot{W}_{pww}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

$$\eta = \frac{(4006,89 - 40,8 - 90 - 31,05)}{230435} \times 100\% = 1,66 \%$$

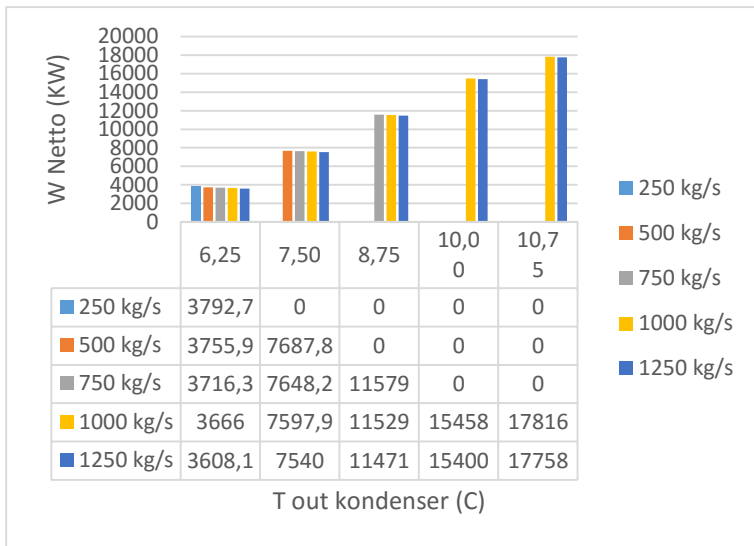
Berikut adalah perbandingan hasil yang ditunjukkan pada perhitungan manual dan perhitungan pada cycle tempo,



Gambar 4. 5 Perhitungan Manual vs CT pada rasio 0,5 dan Tcout kondenser 6,25 C

Dari diagram diatas diambil contoh perhitungan pada rasio 0,5 dengan mww sebesar 250 kg/s dan temperatur air laut keluar dari kondenser sebesar 6,25°C. Terdapat perbedaan daya turbin yang dihasilkan pada perhitungan manual dan perhitungan pada

cycle tempo yaitu sebesar 27,19 KW. Perbedaan yang dihasilkan disebabkan karena adanya selisih entalpi sebesar 0,15 kJ/kg. Selisih yang timbul cukup kecil sehingga perhitungan pada cycle tempo dapat dikatakan cukup akurat.

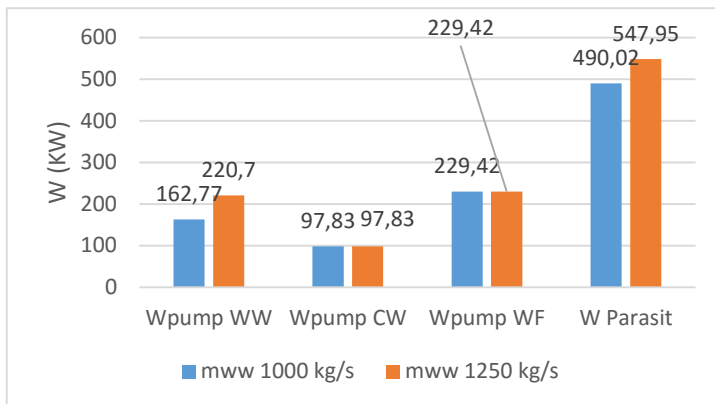


Gambar 4. 6 Daya Netto yang Dihasilkan Ammonia

Dari trenline grafik diatas dapat dilihat bahwa daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit dengan fluida kerja ammonia mengalami peningkatan seiring dengan semakin tingginya temperatur air laut dingin keluar dari kondenser. Variasi dari laju aliran massa air laut hangat juga sangat berperan penting pada sistem pembangkit. Dapat dilihat bahwa pada temperatur keluar kondenser 6,25°C semua variasi nilai laju aliran massa air laut hangat dapat diterapkan pada sistem, dengan nilai daya netto terbesar 3792,68 KW terjadi pada rasio 0,5 (mww 250 kg/s). Akan tetapi pada desain sistem pembangkit yang paling optimal, yaitu dengan temperatur air laut keluar dari kondenser sebesar 10,75°C; hanya dua variasi



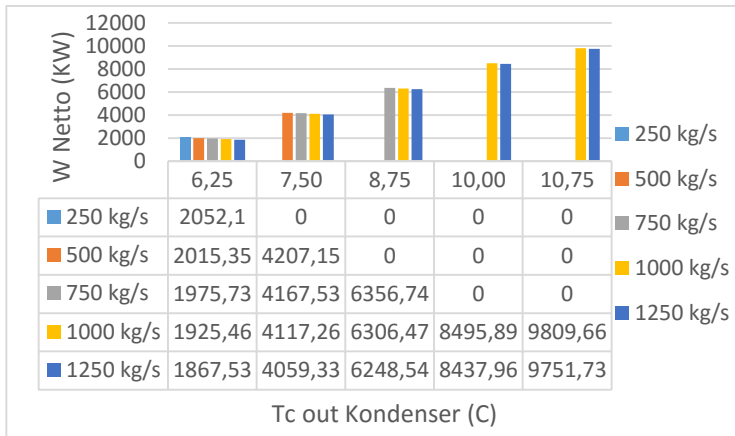
laju aliran massa air laut hangat yang dapat diterapkan, yaitu pada rasio 2 ( $\dot{m}_{ww}$  1000 kg/s) dan rasio 2,5 ( $\dot{m}_{ww}$  1250 kg/s) masing-masing sebesar 17816,38 KW dan 17758,45. Dari hasil yang ditunjukkan dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan daya netto yang terbaik pada KW desain sistem pembangkit yang optimal, rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin terbaik diperoleh pada rasio 2 dengan  $\dot{m}_{ww}$  1000 kg/s dan  $\dot{m}_{cw}$  500 kg/s. Berikut merupakan grafik dari daya yang dibutuhkan sistem (pompa air laut dan fluida kerja) pada variasi temperatur air laut keluar kondenser 10,75°C



Gambar 4. 7 Kebutuhan Daya pada Tcout kondenser 10,75

#### 4.2.2 Fluida Kerja R-12

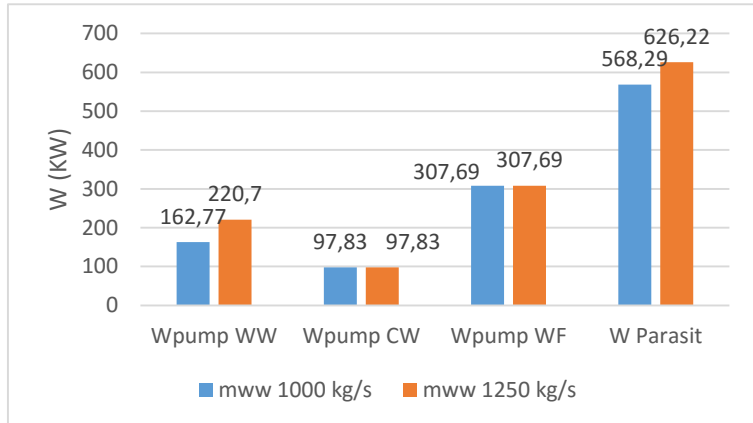
Fluida kerja R-12 memiliki karakteristik yang berbeda dengan ammonia. Seperti data yang terdapat pada tabel 3.4, R-12 memiliki densitas kritis yaitu 565 kg/m<sup>3</sup>, tekanan kritis pada 41,36 bar, dan temperatur kritis pada 111,97. Laju aliran massa fluida kerja  $\dot{m}_{wf}$  akan bervariasi mengikuti temperatur air laut keluar dari kondenser. Berikut adalah hasil yang ditunjukkan pada cycle tempo.



Gambar 4. 8 Daya Netto yang Dihasilkan R-12

Dari trenline grafik diatas dapat dilihat bahwa daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit dengan fluida kerja R-12 mengalami peningkatan seiring dengan semakin tingginya temperatur air laut dingin keluar dari kondenser. Variasi dari laju aliran massa air laut hangat juga sangat berperan penting pada sistem pembangkit. Dapat dilihat bahwa pada temperatur keluar kondenser 6,25°C semua variasi nilai laju aliran massa air laut hangat dapat diterapkan pada sistem, dengan nilai daya netto terbesar 2052,1 KW terjadi pada rasio 0,5 (mww 250 kg/s). Akan tetapi pada desain sistem pembangkit yang paling optimal, yaitu dengan temperatur air laut keluar dari kondenser sebesar 10,75°C; hanya dua variasi laju aliran massa air laut hangat yang dapat diterapkan, yaitu pada rasio 2 (mww 1000 kg/s) dan rasio 2,5 ( mww 1250 kg/s) masing-masing sebesar 9809,66 KW dan 9751,73 KW. Dari hasil yang ditunjukkan dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan daya netto yang terbaik pada desain sistem pembangkit yang optimal, rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin terbaik diperoleh pada rasio 2 dengan

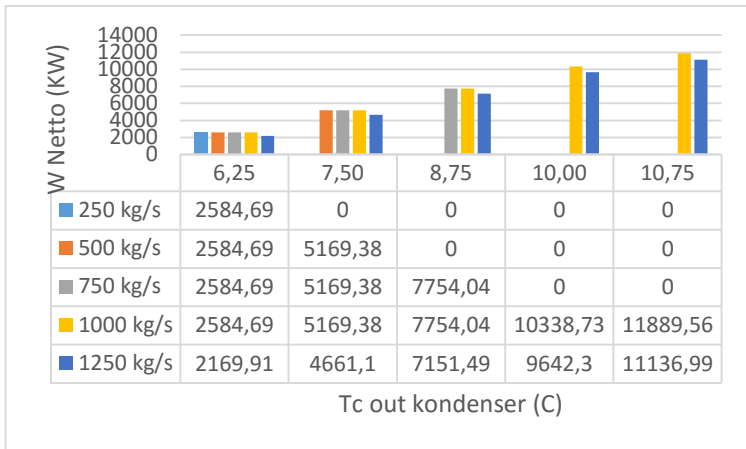
mww 1000 kg/s dan mww 500 kg/s. Berikut merupakan grafik dari daya yang dibutuhkan sistem (pompa air laut dan fluida kerja) pada variasi temperatur air laut keluar kondenser 10,75°C



Gambar 4. 9 Kebutuhan Daya Pompa R-12

#### 4.2.3 Fluida Kerja R-22

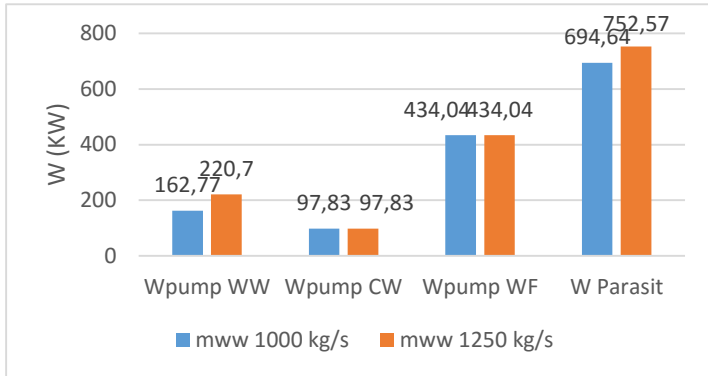
Fluida kerja R-22 memiliki karakteristik yang berbeda dengan ammonia. Seperti data yang terdapat pada tabel 3.5, R-12 memiliki densitas kritis yaitu 523,8 kg/m<sup>3</sup>, tekanan kritis pada 49,9 bar, dan temperatur kritis pada 96,15 °C. Laju aliran massa fluida kerja  $\dot{m}_{wf}$  akan bervariasi mengikuti temperatur air laut keluar dari kondenser. Berikut adalah hasil yang ditunjukkan pada cycle tempo.



Gambar 4. 10 Daya Netto yang Dihasilkan R-22

Dari trenline grafik diatas dapat dilihat bahwa daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit dengan fluida kerja R-22 mengalami peningkatan seiring dengan semakin tingginya temperatur air laut dingin keluar dari kondenser. Variasi dari laju aliran massa air laut hangat juga sangat berperan penting pada sistem pembangkit. Dapat dilihat bahwa pada temperatur keluar kondenser 6,25°C semua variasi nilai laju aliran massa air laut hangat dapat diterapkan pada sistem, dengan nilai daya netto terbesar 2584,69 KW terjadi pada rasio 0,5 (mww 250 kg/s). Akan tetapi pada desain sistem pembangkit yang paling optimal, yaitu dengan temperatur air laut keluar dari kondenser sebesar 10,75°C; hanya dua variasi laju aliran massa air laut hangat yang dapat diterapkan, yaitu pada rasio 2 (mww 1000 kg/s) dan rasio 2,5 ( mww 1250 kg/s) masing-masing sebesar 11889,56 KW dan 11136,99 KW. Dari hasil yang ditunjukkan dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan daya netto yang terbaik pada desain sistem pembangkit yang optimal, rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin terbaik diperoleh pada rasio 2 dengan mww 1000 kg/s dan mcw 500 kg/s. Berikut merupakan grafik

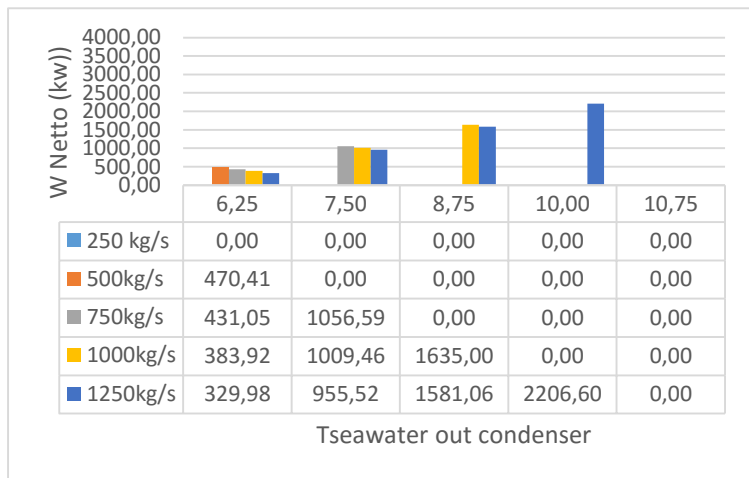
dari daya yang dibutuhkan sistem (pompa air laut dan fluida kerja) pada variasi temperatur air laut keluar kondenser 10,75°C



Gambar 4. 11 Daya pompa yang dibutuhkan R-22

#### 4.2.4 Fluida Kerja R-23

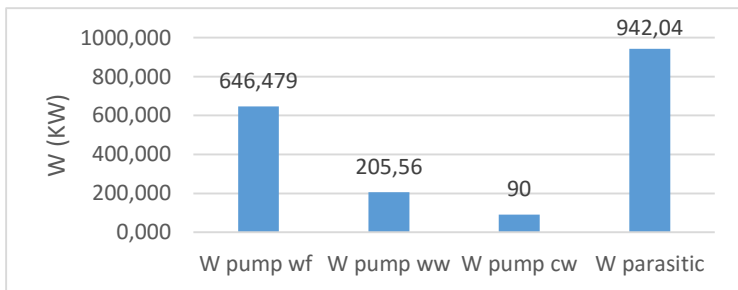
Fluida kerja R-23 memiliki karakteristik yang berbeda dengan ammonia. Seperti data yang terdapat pada tabel 3.6, R-



Gambar 4. 12 Daya Netto yang Dihasilkan R-23

23 memiliki densitas kritis yaitu  $526,5 \text{ kg/m}^3$ , tekanan kritis pada 48,32 bar, dan temperatur kritis pada  $26,29^\circ\text{C}$ . Variasi akan dilakukan pada tingkat keadaan seperti pada tabel 17 hingga tabel 21 untuk fluida kerja R-23. Laju aliran massa fluida kerja  $\dot{m}_{wf}$  akan bervariasi mengikuti temperatur air laut keluar dari kondenser. Berikut adalah hasil yang ditunjukkan pada cycle tempo.

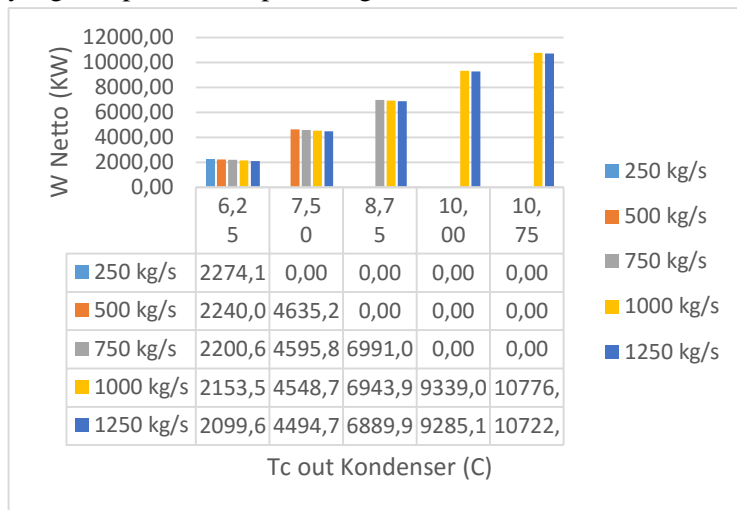
Dari trenline grafik diatas dapat dilihat bahwa daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit dengan fluida kerja R-22 mengalami peningkatan seiring dengan semakin tingginya temperatur air laut dingin keluar dari kondenser. Variasi dari laju aliran massa air laut hangat juga sangat berperan penting pada sistem pembangkit. Dapat dilihat bahwa pada temperatur keluar kondenser  $6,25^\circ\text{C}$  hampir semua variasi nilai laju aliran massa air laut hangat dapat diterapkan pada sistem, dengan nilai daya netto terbesar KW terjadi pada rasio 1 ( $\dot{m}_{ww}$  500 kg/s). Sedikit berbeda dengan fluida kerja lainnya, desain optimal sistem pembangkit pada temperatur air laut dingin keluar kondenser  $10,75^\circ\text{C}$  tidak dapat diterapkan hingga variasi  $\dot{m}_{ww}$  terbesar 1250 kg/s karena terjadi crossing temperatur pada desain evaporator. Hasil terbaik diperoleh pada desain kondenser dengan temperatur air laut keluar  $10^\circ\text{C}$  dan  $\dot{m}_{ww}$  1250 kg/s dengan daya netto yang dihasilkan sebesar 2206 KW. Berikut merupakan grafik dari daya yang dibutuhkan



Gambar 4. 13 Daya Pompa yang Dibutuhkan R-23

#### 4.2.5 Fluida Kerja R-32

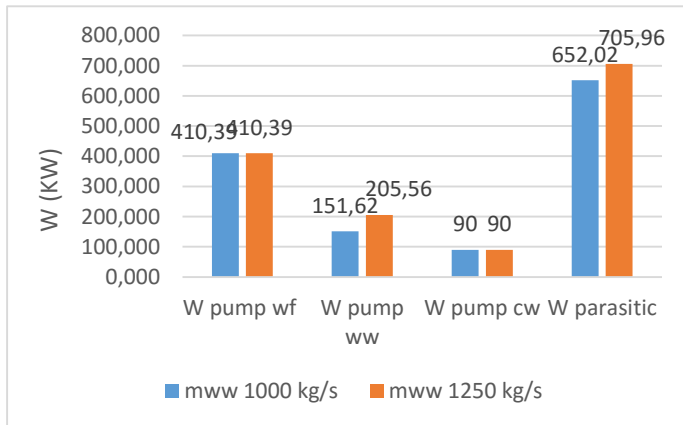
Fluida kerja R-32 memiliki karakteristik yang berbeda dengan ammonia. Seperti data yang terdapat pada tabel 14, R-32 memiliki densitas kritis yaitu  $424 \text{ kg/m}^3$ , tekanan kritis pada  $57,82 \text{ bar}$ , dan temperatur kritis pada  $78,26 \text{ }^\circ\text{C}$ . Laju aliran massa fluida kerja  $\dot{m}_{wf}$  akan bervariasi mengikuti temperatur air laut keluar dari kondenser. Berikut adalah hasil yang didapatkan dari perhitungan manual.



Gambar 4. 14 Daya Netto yang Dihasilkan R-32

Dari trenline grafik diatas dapat dilihat bahwa daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit dengan fluida kerja R-32 mengalami peningkatan seiring dengan semakin tingginya temperatur air laut dingin keluar dari kondenser. Variasi dari laju aliran massa air laut hangat juga sangat berperan penting pada sistem pembangkit. Dapat dilihat bahwa pada temperatur keluar kondenser  $6,25^\circ\text{C}$  semua variasi nilai laju aliran massa air laut hangat dapat diterapkan pada sistem, dengan nilai daya netto terbesar  $2274 \text{ KW}$  terjadi pada rasio  $0,5$

(mww 250 kg/s). Akan tetapi pada desain sistem pembangkit yang paling optimal, yaitu dengan temperatur air laut keluar dari kondenser sebesar  $10,75^{\circ}\text{C}$ ; hanya dua variasi laju aliran massa air laut hangat yang dapat diterapkan, yaitu pada rasio 2 (mww 1000 kg/s) dan rasio 2,5 (mww 1250 kg/s) masing-masing sebesar 10776,1 KW dan 10722,2 KW. Dari hasil yang ditunjukkan dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan daya netto yang terbaik pada desain sistem pembangkit yang optimal, rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin terbaik diperoleh pada rasio 2 dengan mww 1000 kg/s dan mww 500 kg/s. Berikut merupakan grafik dari daya yang dibutuhkan sistem (pompa air laut dan fluida kerja) pada variasi temperatur air laut keluar kondenser  $10,75^{\circ}\text{C}$



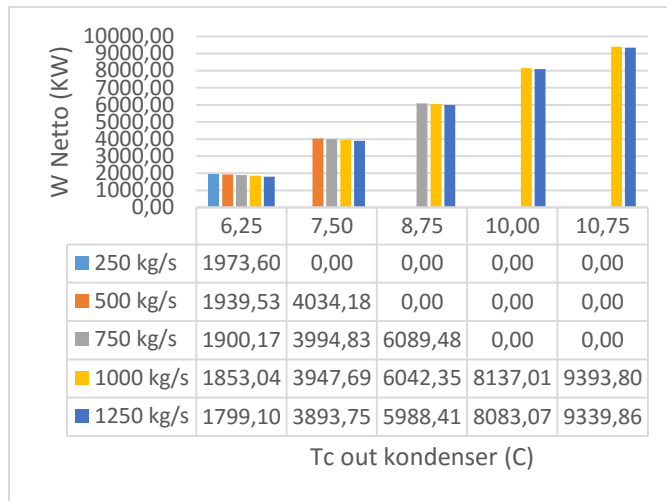
Gambar 4. 15 Daya pompa yang dibutuhkan R-32

#### 4.2.6 Fluida Kerja R-134a

Fluida kerja R-134a memiliki karakteristik yang berbeda dengan ammonia. Seperti data yang terdapat pada tabel 15, R-134a memiliki densitas kritis yaitu  $515,3 \text{ kg/m}^3$ , tekanan kritis pada 40,59 bar, dan temperatur kritis pada



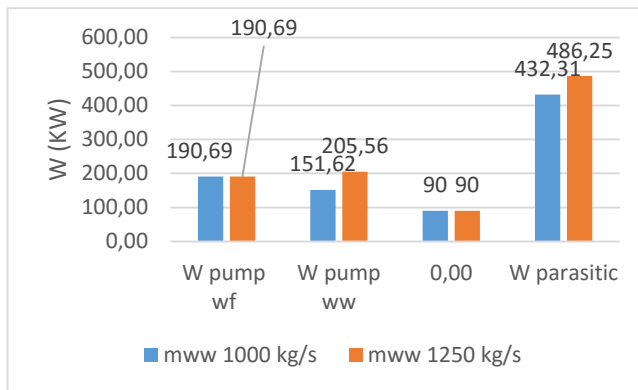
101,06 °C. Laju aliran massa fluida kerja  $\dot{m}_{wf}$  akan bervariasi mengikuti temperatur air laut keluar dari kondenser. Berikut adalah hasil yang ditunjukkan pada cycle tempo.



Gambar 4. 16 Daya Netto yang Dihasilkan R-134a

Dari trenline grafik diatas dapat dilihat bahwa daya netto yang dihasilkan oleh sistem pembangkit dengan fluida kerja R-32 mengalami peningkatan seiring dengan semakin tingginya temperatur air laut dingin keluar dari kondenser. Variasi dari laju aliran massa air laut hangat juga sangat berperan penting pada sistem pembangkit. Dapat dilihat bahwa pada temperatur keluar kondenser 6,25°C semua variasi nilai laju aliran massa air laut hangat dapat diterapkan pada sistem, dengan nilai daya netto terbesar 1973,6 KW terjadi pada rasio 0,5 ( $\dot{m}_{ww}$  250 kg/s). Akan tetapi pada desain sistem pembangkit yang paling optimal, yaitu dengan temperatur air laut keluar dari kondenser sebesar 10,75°C; hanya dua variasi laju aliran massa air laut hangat yang dapat diterapkan, yaitu pada rasio 2 ( $\dot{m}_{ww}$  1000 kg/s) dan rasio 2,5 ( $\dot{m}_{ww}$  1250 kg/s)

masing-masing sebesar 9393,8 KW dan 9339,86 KW. Dari hasil yang ditunjukkan dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan daya netto yang terbaik pada desain sistem pembangkit yang optimal, rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin terbaik diperoleh pada rasio 2 dengan mww 1000 kg/s dan mcw 500 kg/s. Berikut merupakan grafik dari daya yang dibutuhkan sistem (pompa air laut dan fluida kerja) pada variasi temperatur air laut keluar kondenser 10,75°C



Gambar 4. 17 Daya Pompa yang Dibutuhkan R-134a

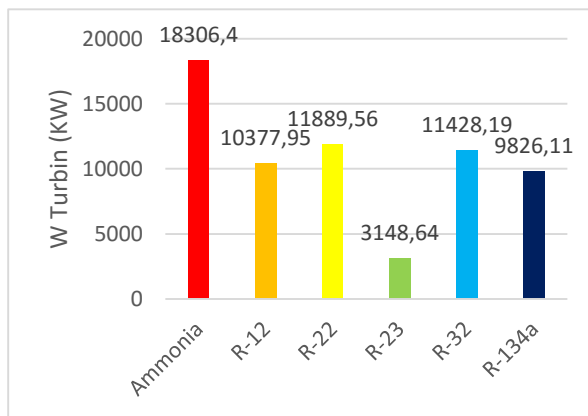
#### 4.3 Perbandingan Hasil Untuk Setiap Fluida Kerja

Telah didapatkan hasil perhitungan untuk setiap fluida kerja yang dilakukan dengan menggunakan cycle tempo dan verifikasi secara manual. Hasil performa setiap fluida kerja tersebut akan dibandingkan satu dengan yang lain untuk memperoleh fluida kerja terbaik untuk digunakan dalam sistem pembangkit *OTEC*. Dari perhitungan yang sudah dilakukan, hasil terbaik didapatkan pada desain temperatur air laut keluar kondenser 10,75°C dan rasio laju aliran massa air laut hangat dan dingin sebesar 2 untuk setiap fluida kerja, kecuali pada fluida kerja R-23. Berikut akan dibandingkan daya turbin,

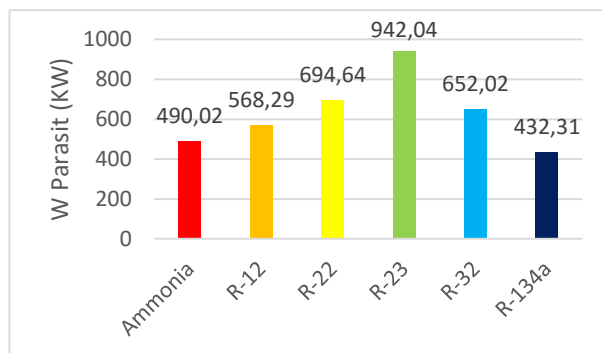
kebutuhan daya pompa, daya netto, dan efisiensi termal setiap fluida kerja pada performa terbaiknya.

#### 4.3.1 Daya Turbin, Daya Pompa, dan Daya Netto

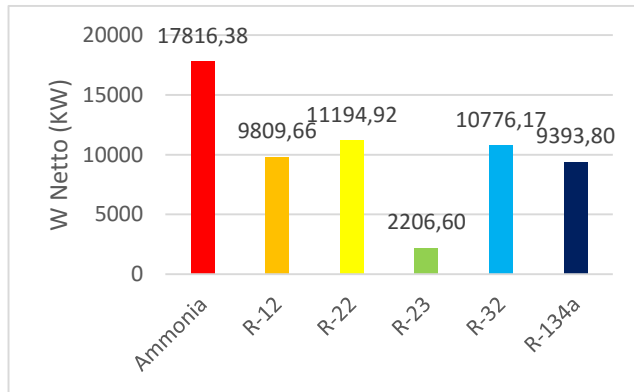
Berikut adalah perbandingan daya turbin, daya pompa, dan daya netto untuk setiap performa fluida kerja yang optimal pada rasio 2 dan temperatur air laut keluar kondenser pada  $10,75^{\circ}\text{C}$



Gambar 4. 19 Perbandingan Working Fluid vs Daya



Gambar 4. 18 Perbandingan Working Fluid vs Daya Parasit



Gambar 4. 20 Perbandingan Working Fluid vs Daya Netto

Dari diagram diatas, dapat dilihat bahwa daya turbin terbesar dihasilkan oleh ammonia, yaitu sebesar 18306 KW yang kemudian diikuti oleh R-22 sebesar 11889 KW, R-32 sebesar 11428 KW, R-12 sebesar 10377 KW, R-134a sebesar 9826 KW, dan R-23 sebesar 1348 KW. Namun berdasarkan kebutuhan daya untuk pompa R-134a dan ammonia adalah yang paling kecil diikuti R-12, R-32, R-22, dan R-23. Dilihat dari daya netto yang dihasilkan, semua fluida kerja bernilai positif dan dapat digunakan sebagai fluida kerja untuk sistem pembangkit OTEC. Fluida kerja terbaik adalah ammonia dengan daya turbin yang tinggi dan daya parasitic rendah sehingga menghasilkan daya netto sebesar 17816 KW, sedangkan R-23 kurang optimal apabila digunakan sebagai fluida kerja untuk sistem pembangkit OTEC dengan daya netto yang kecil yaitu 2206 KW.

#### **4.4 Analisa Potensi Sistem Pembangkit OTEC di Laut Bali Indonesia**

Setelah mendapatkan fluida terbaik yang dapat digunakan dalam sistem pembangkit OTEC siklus tertutup, kemudian akan dilakukan analisa mengenai potensi penerapan sistem pembangkit OTEC di laut Bali, Indonesia.

##### **4.4.1 Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Air Laut Perairan Wilayah Laut Bali Utara**

Suhu permukaan air laut pada kedalaman tertentu dapat dihitung dengan menggunakan persamaan hubungan antara suhu permukaan air laut dengan suhu kedalaman air laut. Dengan menghitung nilai (b) sebagai konstanta terhadap fungsi kedalaman.

$$X_n = X_o + by$$

Dimana :

$X_n$  = Suhu pada kedalaman n

$X_o$  = Suhu permukaan awal

b = Konstanta dari fungsi kedalaman

n = Kedalaman

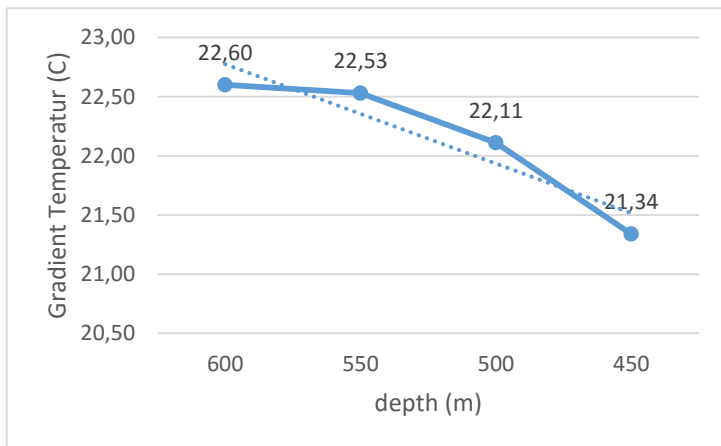
Dengan menggunakan rumusan diatas didapatkan hasil yang dituliskan pada tabel 4.3. Berdasarkan analisa performa sistem pembangkit sebelumnya, daya pompa yang dibutuhkan untuk memompa air laut dingin cukup besar. Dari data yang didapatkan akan dianalisa lebih lanjut untuk performa sistem pembangkit yang menggunakan air laut pada kedalaman 450,500,500, dan 600 meter.

Tabel 4. 3 Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Air Laut Perairan Wilayah Laut Bali Utara

No	Kedalaman n (m)	Suhu Permukaan awal $X_0$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	konstanta Fungsi kedalaman (b)	Suhu pada Kedalaman $X_n$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
1	15	30,3	-0,007	30,19
2	30	30,3	-0,014	29,88
3	45	30,3	-0,021	29,35
4	60	30,3	-0,028	28,62
5	75	30,3	-0,035	27,67
6	90	30,3	-0,042	26,52
7	105	30,3	-0,049	25,15
8	120	30,3	-0,056	23,58
9	135	30,3	-0,063	21,79
10	150	30,3	-0,07	19,8
11	200	30,3	-0,0678	16,74
12	250	30,3	-0,0643	14,23
13	300	30,3	-0,0608	12,06
14	350	30,3	-0,0573	10,24
15	400	30,3	-0,0538	8,78
16	450	30,3	-0,0503	7,66
17	500	30,3	-0,0468	6,89
18	550	30,3	-0,0433	6,47
19	600	30,3	-0,0398	6,4

#### 4.4.2 Perbandingan Performa Sistem Sebagai Fungsi dari Kedalaman Air Laut dan *Temperature Gradient* Laut Bali Utara.

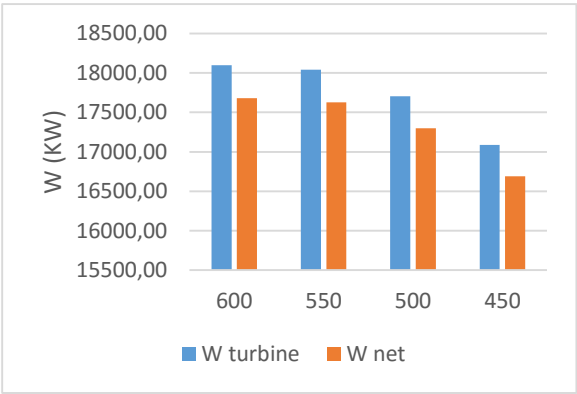
Dengan menggunakan fluida kerja ammonia dan temperature rata-rata permukaan air laut sebesar 29°C, akan dilakukan variasi kedalaman air laut untuk memompa kebutuhan air laut dingin pada sistem yang akan berpengaruh pada temperatur gradien, kebutuhan daya pompa, dan daya turbin yang dihasilkan. Kondenser didesain pada kondisi optimal dengan pendinginan air laut pada kondenser sebesar  $\Delta T/4$ . Rasio laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin ditetapkan pada kondisi paling optimal yaitu 2. Berikut merupakan tabel variasi dari fungsi kedalaman cold seawater terhadap temperatur gradien yang dihasilkan,



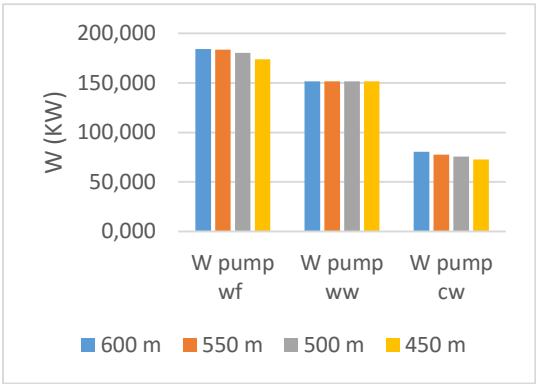
Gambar 4. 21 Temperature Gradient vs Depth

Tabel 4. 4 Variasi Fungsi Kedalaman Cold Seawater

No	T warm in(°C)	T cold in (°C)	DeltaT(°C)	Depth (m)	T Cold out (°C)	Mwf (kg/s)	P pump cold seawater	P Pump warmsea water	mww (kg/s)	Mcw (kg/s)
1	29	6,4	22,6	600	12,05	836,82	1,8	1,51	1000	500
2	29	6,47	22,53	550	12,1	834,23	1,61	1,51	1000	500
3	29	6,89	22,11	500	12,42	818,67	1,55	1,51	1000	500
4	29	7,66	21,34	450	13	790,16	1,51	1,51	1000	500



Gambar 4. 23 W Turbin dan W Netto



Gambar 4. 22 Kebutuhan Daya Pompa



Dari diagram batang diatas dapat dilihat bahwa daya turbin yang dihasilkan dan daya kebutuhan pompa mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya kedalaman air laut. Kenaikan daya turbin lebih besar daripada kenaikan kebutuhan daya pompa untuk setiap peningkatan kedalaman sebesar 50 m. Peningkatan daya turbin dari kedalaman 450 hingga 600 meter adalah sebesar 1009 KW. Daya netto terbesar diperoleh pada kedalaman 600 meter yaitu sebesar 17680 KW dengan laju aliran massa ammonia sebesar 836,82 kg/s.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Kesimpulan yang didapatkan dari analisa sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan menggunakan Ammonia dan berbagai refrigerant adalah sebagai berikut :

1. Pada desain minimum sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan temperatur air laut keluar kondenser  $6,25^{\circ}\text{C}$  dan temperatur fluida kerja keluar evaporator  $26,5^{\circ}\text{C}$ , diperoleh daya netto terbaik pada rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin sebesar 0,5 dengan nilai laju aliran massa air laut hangat sebesar 250 kg/s dan laju aliran massa air laut dingin sebesar 500 kg/s.
2. Pada desain optimum sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan temperatur air laut keluar kondenser  $10,75^{\circ}\text{C}$  dan temperatur fluida kerja keluar evaporator  $26,5^{\circ}\text{C}$ , diperoleh daya netto terbaik pada rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin sebesar 2 dengan nilai laju aliran massa air laut hangat sebesar 1000 kg/s dan laju aliran massa air laut dingin sebesar 500 kg/s.
3. Pada desain optimum sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan temperatur air laut keluar kondenser  $10,75^{\circ}\text{C}$  dan temperatur fluida kerja keluar evaporator  $26,5^{\circ}\text{C}$ , berikut urutan fluida kerja dengan daya netto terbaik yang dihasilkan,

No	Fluida Kerja	Mwf (kg/s)	W Turbin (MW)	W Parasitic (MW)	W Netto (MW)
1	Ammonia	412	18,3	0,49	17,8
2	R-22	1590	11,8	0,56	11,19
3	R-32	1038	11,4	0,69	10,7
4	R-12	1401	10,3	0,56	9,8
5	R-134a	2029	9,8	0,65	9,39
6	R-23	550	3,14	0,94	2,2

4. Dilihat dari daya turbin yang dihasilkan serta kebutuhan daya pompa, ammonia merupakan fluida kerja yang paling baik untuk digunakan pada sistem pembangkit OTEC siklus tertutup.
5. Simulasi sistem pembangkit OTEC di laut Bali Utara dengan menggunakan fluida kerja ammonia menghasilkan daya terbaik pada kedalaman 600 m dengan daya netto sebesar 17,6 MW. Sedangkan pada kedalaman 450 m diperoleh daya netto sebesar 16,6 MW. Perbedaan kedalaman sebesar 150 meter menghasilkan perbedaan daya sebesar 1 MW. Analisa lebih lanjut diperlukan untuk menghitung nilai ekonomis antara biaya operasional dan keuntungan daya yang diperoleh.

## 5.2 Saran

Berikut saran yang bisa diberikan untuk penelitian selanjutnya :

1. Perlu digunakan software cycle tempo yang bisa menggunakan lebih banyak variasi fluida kerja terutama refrigerant.
2. Perlu dikembangkan analisa apabila laju aliran massa air laut dingin yang divariasikan terhadap laju aliran massa air laut hangat yang konstan
3. Perhitungan manual harus dilakukan sebagai contoh supaya hasil simulasi dari software tetap akurat.

## DAFTAR PUSTAKA

- Aydin, H. (2013). Performance Analysis Of A Closedcycle Ocean Thermal Energy Conversion System With Solar Preheating And Superheating . *Open Access Master's Theses*, paper 163.
- Bharathan, D. (2011). Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production. *National Renewable Energy Laboratory*.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics Fifth Edition*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- Nihous, G. C. (2007). A Preliminary Assesment of Ocean Thermal Energy Conversion Resources. *ASME*, vol 127.
- Reference Guide Cycle Tempo*. (t.thn.). TU Delft.
- Refrigerant Reference Guide Fifth Edition*. (2011). Philadelphia: National Refrigerants, Inc.
- Sinuhaji, A. R. (2015). Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali. *ISSN 2413-5453 Volume 1* , 5-12.
- Syamsuddin, M. L. (2014). OTEC Potential in The Indonesian Seas. *ScienceDirect*.
- Vega, L. A. (2010). First Generation 50 MW OTEC Plantship for the Production of Electricity and Desalinated Water . *National Marine Renewable Energy Center at the University of Hawaii* .
- Wang, S. K. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGraw-Hill.

LAMPIRAN

1. Tabel data hasil perhitungan  $\Delta P$  yang dibutuhkan untuk memompa air laut hangat dan air laut dingin

Tabel 1. Delta P Air Laut Hangat

No	Mass Flow Rate (kg/s)	Surface Area (m <sup>2</sup> )	Reynould	f (smooth pipes e = 0)	Hmayor	Hm Entrance	Hm(gate + elbow)	H tot	Delta P absolut (Pa)	Delta P (bar)
1	250	0,19625	589762	0,027	1,25	0,22	0,79	2,26	123752	1,24
2	500	0,19625	1179523	0,024	4,45	0,86	2,82	8,13	129769	1,30
3	750	0,19625	1769285	0,022	9,17	1,95	5,81	16,93	138791	1,39
4	1000	0,19625	2359047	0,021	15,57	3,46	9,86	28,89	151048	1,51
5	1250	0,19625	2948809	0,019	22,01	5,41	13,94	41,36	163826	1,64

Tabel 2. Delta P Air Laut Dingin

No	Mass Flow Rate (kg/s)	Surface Area (m <sup>2</sup> )	Reynould	Hmayor	Hm Entrance	Hm(gate + elbow)	H tot	Delta P absolut (Pa)	Delta P (bar)
1	500	0,2826	982936,227	55,11	0,4171	1,528	57,052	179913,9	1,80
2	500	0,2826	982936,227	37,07	0,4171	1,359	38,841	161247,7	1,61
3	500	0,2826	982936,227	31,25	0,4171	1,245	32,908	155166,1	1,55
4	500	0,2826	982936,227	27,22	0,4171	1,189	28,824	150980,1	1,51
5	500	0,2826	982936,227	22,27	0,4171	1,076	23,760	145789,3	1,46

## 2. Tabel data hasil variasi Tcout Kondenser dan rasio mww/mcw pada Ammonia

No	cpseawa ter (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	250	28	22,57	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	250	28	17,14	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	250	28	11,71	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	250	28	6,28	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	250	28	3,02	4,76	852,27	26,5	20	8,57

No	cpseawa ter (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	500	28	25,29	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	500	28	22,57	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	500	28	19,86	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	500	28	17,14	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	500	28	15,51	4,76	852,27	26,5	20	8,57

No	cpseawa ter (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	750	28	26,19	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	750	28	24,38	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	750	28	22,57	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	750	28	20,76	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	750	28	19,67	4,76	852,27	26,5	20	8,57

No	cpseawa ter (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1000	28	26,64	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	1000	28	25,29	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	1000	28	23,93	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	1000	28	22,57	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	1000	28	21,76	4,76	852,27	26,5	20	8,57

No	cpseawa ter (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1250	28	26,91	4,76	185,28	26,5	20	8,57
2	4,22	1,4375	1250	28	25,83	4,76	370,55	26,5	20	8,57
3	4,22	1,4375	1250	28	24,74	4,76	555,83	26,5	20	8,57
4	4,22	1,4375	1250	28	23,66	4,76	741,11	26,5	20	8,57
5	4,22	1,4375	1250	28	23	4,76	852,27	26,5	20	8,57

### 3. Tabel data hasil variasi Tcout Kondenser dan rasio mww/mcw pada R-12

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R12 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	250	28	22,57	0,967	911,32	26,5	20	5,6
2	4,22	1,4375	250	28	17,14	0,967	1822,65	26,5	20	5,6
3	4,22	1,4375	250	28	11,71	0,967	2733,97	26,5	20	5,6
4	4,22	1,4375	250	28	6,28	0,967	3645,29	26,5	20	5,6
5	4,22	1,4375	250	28	3,02	0,967	4192,09	26,5	20	5,6

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R12 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	500	28	25,29	0,967	911,32	26,5	20	5,6
2	4,22	1,4375	500	28	22,57	0,967	1822,65	26,5	20	5,6
3	4,22	1,4375	500	28	19,86	0,967	2733,97	26,5	20	5,6
4	4,22	1,4375	500	28	17,14	0,967	3645,29	26,5	20	5,6
5	4,22	1,4375	500	28	15,51	0,967	4192,09	26,5	20	5,6

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R12 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	750	28	26,19	0,967	911,32	26,5	20	5,6
2	4,22	1,4375	750	28	24,38	0,967	1822,65	26,5	20	5,6
3	4,22	1,4375	750	28	22,57	0,967	2733,97	26,5	20	5,6
4	4,22	1,4375	750	28	20,76	0,967	3645,29	26,5	20	5,6
5	4,22	1,4375	750	28	19,67	0,967	4192,09	26,5	20	5,6

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R12 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1000	28	26,64	0,967	911,32	26,5	20	5,6
2	4,22	1,4375	1000	28	25,29	0,967	1822,65	26,5	20	5,6
3	4,22	1,4375	1000	28	23,93	0,967	2733,97	26,5	20	5,6
4	4,22	1,4375	1000	28	22,57	0,967	3645,29	26,5	20	5,6
5	4,22	1,4375	1000	28	21,76	0,967	4192,09	26,5	20	5,6

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R12 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1250	28	26,91	0,967	911,32	26,5	20	5,6
2	4,22	1,4375	1250	28	25,83	0,967	1822,65	26,5	20	5,6
3	4,22	1,4375	1250	28	24,74	0,967	2733,97	26,5	20	5,6
4	4,22	1,4375	1250	28	23,66	0,967	3645,29	26,5	20	5,6
5	4,22	1,4375	1250	28	23	0,967	4192,09	26,5	20	5,6



#### 4. Tabel data hasil variasi Tcout Kondenser dan rasio mww/mcw pada R-22

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R22 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	250	28	22,39	1,23	740,36	26,5	20	9,1
2	4,22	1,4375	250	28	16,78	1,23	1480,72	26,5	20	9,1
3	4,22	1,4375	250	28	11,17	1,23	2221,07	26,5	20	9,1
4	4,22	1,4375	250	28	5,56	1,23	2961,43	26,5	20	9,1
5	4,22	1,4375	250	28	2,19	1,23	3405,65	26,5	20	9,1

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	500	28	25,19	1,23	740,36	26,5	20	9,1
2	4,22	1,4375	500	28	22,39	1,23	1480,72	26,5	20	9,1
3	4,22	1,4375	500	28	19,58	1,23	2221,07	26,5	20	9,1
4	4,22	1,4375	500	28	16,78	1,23	2961,43	26,5	20	9,1
5	4,22	1,4375	500	28	15,1	1,23	3405,65	26,5	20	9,1

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	750	28	26,13	1,23	740,36	26,5	20	9,1
2	4,22	1,4375	750	28	24,26	1,23	1480,72	26,5	20	9,1
3	4,22	1,4375	750	28	22,39	1,23	2221,07	26,5	20	9,1
4	4,22	1,4375	750	28	20,52	1,23	2961,43	26,5	20	9,1
5	4,22	1,4375	750	28	19,4	1,23	3405,65	26,5	20	9,1

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1000	28	26,6	1,23	740,36	26,5	20	9,1
2	4,22	1,4375	1000	28	25,19	1,23	1480,72	26,5	20	9,1
3	4,22	1,4375	1000	28	23,79	1,23	2221,07	26,5	20	9,1
4	4,22	1,4375	1000	28	22,39	1,23	2961,43	26,5	20	9,1
5	4,22	1,4375	1000	28	21,55	1,23	3405,65	26,5	20	9,1

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp nh3 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,22	1,4375	1250	28	26,88	1,23	740,36	26,5	20	9,1
2	4,22	1,4375	1250	28	25,76	1,23	1480,72	26,5	20	9,1
3	4,22	1,4375	1250	28	24,63	1,23	2221,07	26,5	20	9,1
4	4,22	1,4375	1250	28	23,51	1,23	2961,43	26,5	20	9,1
5	4,22	1,4375	1250	28	22,84	1,23	3405,65	26,5	20	9,1

### 5. Tabel data hasil variasi Tcout Kondenser dan rasio mww/mcw pada R-23

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R23 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	evap (bar)
1	4,22	1,4375	250	28	20	4,13	314,73	26,5	20	41,6
2	4,22	1,4375	250	28	12	4,13	629,46	26,5	20	41,6
3	4,22	1,4375	250	28	4	4,13	944,2	26,5	20	41,6
4	4,22	1,4375	250	28	-4	4,13	1258,93	26,5	20	41,6
5	4,22	1,4375	250	28	-8,79	4,13	1447,77	26,5	20	41,6
No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R23 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	evap (bar)
1	4,22	1,4375	500	28	24	4,13	314,73	26,5	20	41,6
2	4,22	1,4375	500	28	20	4,13	629,46	26,5	20	41,6
3	4,22	1,4375	500	28	16	4,13	944,2	26,5	20	41,6
4	4,22	1,4375	500	28	12	4,13	1258,93	26,5	20	41,6
5	4,22	1,4375	500	28	9,6	4,13	1447,77	26,5	20	41,6
No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R23 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	evap (bar)
1	4,22	1,4375	750	28	25,33	4,13	314,73	26,5	20	41,6
2	4,22	1,4375	750	28	22,67	4,13	629,46	26,5	20	41,6
3	4,22	1,4375	750	28	20	4,13	944,2	26,5	20	41,6
4	4,22	1,4375	750	28	17,33	4,13	1258,93	26,5	20	41,6
5	4,22	1,4375	750	28	15,74	4,13	1447,77	26,5	20	41,6
No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R23 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	evap (bar)
1	4,22	1,4375	1000	28	26	4,13	314,73	26,5	20	41,6
2	4,22	1,4375	1000	28	24	4,13	629,46	26,5	20	41,6
3	4,22	1,4375	1000	28	22	4,13	944,2	26,5	20	41,6
4	4,22	1,4375	1000	28	20	4,13	1258,93	26,5	20	41,6
5	4,22	1,4375	1000	28	18,8	4,13	1447,77	26,5	20	41,6
No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp R23 (kj/kg)	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	evap (bar)
1	4,22	1,4375	1250	28	26,4	4,13	314,73	26,5	20	41,6
2	4,22	1,4375	1250	28	24,8	4,13	629,46	26,5	20	41,6
3	4,22	1,4375	1250	28	23,2	4,13	944,2	26,5	20	41,6
4	4,22	1,4375	1250	28	21,6	4,13	1258,93	26,5	20	41,6
5	4,22	1,4375	1250	28	20,64	4,13	1447,77	26,5	20	41,6

6. Tabel data hasil variasi Tcout Kondenser dan rasio mww/mcw pada R-32

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r32	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	250	28	22,41	1,89	475,54	26,5	20	14,7
2	4,18	1,4375	250	28	16,82	1,89	951,09	26,5	20	8,5
3	4,18	1,4375	250	28	11,23	1,89	1426,63	26,5	20	8,5
4	4,18	1,4375	250	28	5,64	1,89	1902,17	26,5	20	8,5
5	4,18	1,4375	250	28	2,28	1,89	2187,5	26,5	20	8,5

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r32	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	500	28	25,2	1,89	475,54	26,5	20	14,7
2	4,18	1,4375	500	28	22,41	1,89	951,09	26,5	20	14,7
3	4,18	1,4375	500	28	19,61	1,89	1426,63	26,5	20	8,5
4	4,18	1,4375	500	28	16,82	1,89	1902,17	26,5	20	8,5
5	4,18	1,4375	500	28	15,14	1,89	2187,5	26,5	20	8,5

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r32	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	750	28	26,14	1,89	475,54	26,5	20	14,7
2	4,18	1,4375	750	28	24,27	1,89	951,09	26,5	20	14,7
3	4,18	1,4375	750	28	22,41	1,89	1426,63	26,5	20	14,7
4	4,18	1,4375	750	28	20,55	1,89	1902,17	26,5	20	8,5
5	4,18	1,4375	750	28	19,43	1,89	2187,5	26,5	20	8,5

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r32	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	1000	28	26,6	1,89	475,54	26,5	20	14,7
2	4,18	1,4375	1000	28	25,2	1,89	951,09	26,5	20	14,7
3	4,18	1,4375	1000	28	23,81	1,89	1426,63	26,5	20	14,7
4	4,18	1,4375	1000	28	22,41	1,89	1902,17	26,5	20	14,7
5	4,18	1,4375	1000	28	21,57	1,89	2187,5	26,5	20	14,7

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r32	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	1250	28	26,88	1,89	475,54	26,5	20	14,7
2	4,18	1,4375	1250	28	25,76	1,89	951,09	26,5	20	14,7
3	4,18	1,4375	1250	28	24,65	1,89	1426,63	26,5	20	14,7
4	4,18	1,4375	1250	28	23,53	1,89	1902,17	26,5	20	14,7
5	4,18	1,4375	1250	28	22,86	1,89	2187,5	26,5	20	14,7

### 7. Tabel data hasil variasi Tcout Kondenser dan rasio mww/mcw pada R-134a

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r134a	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	250	28	22,48	1,4	634,06	26,5	20	5,7
2	4,18	1,4375	250	28	16,96	1,4	1268,12	26,5	20	8,5
3	4,18	1,4375	250	28	11,44	1,4	1902,17	26,5	20	8,5
4	4,18	1,4375	250	28	5,91	1,4	2536,23	26,5	20	8,5
5	4,18	1,4375	250	28	2,6	1,4	2916,67	26,5	20	8,5

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r134a	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	500	28	25,24	1,4	634,06	26,5	20	5,7
2	4,18	1,4375	500	28	22,48	1,4	1268,12	26,5	20	5,7
3	4,18	1,4375	500	28	19,72	1,4	1902,17	26,5	20	8,5
4	4,18	1,4375	500	28	16,96	1,4	2536,23	26,5	20	8,5
5	4,18	1,4375	500	28	15,3	1,4	2916,67	26,5	20	8,5

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r134a	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	750	28	26,16	1,4	634,06	26,5	20	5,7
2	4,18	1,4375	750	28	24,32	1,4	1268,12	26,5	20	5,7
3	4,18	1,4375	750	28	22,48	1,4	1902,17	26,5	20	5,7
4	4,18	1,4375	750	28	20,64	1,4	2536,23	26,5	20	8,5
5	4,18	1,4375	750	28	19,53	1,4	2916,67	26,5	20	8,5

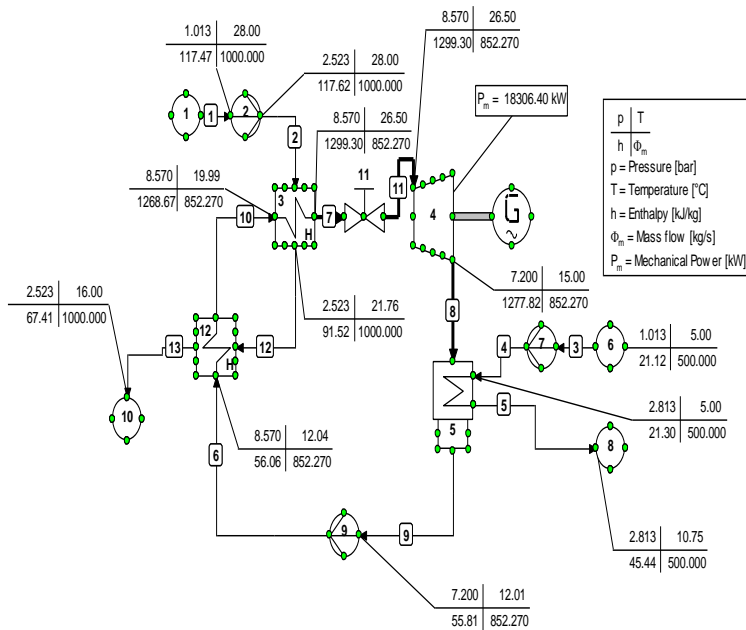
  

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r134a	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	1000	28	26,62	1,4	634,06	26,5	20	5,7
2	4,18	1,4375	1000	28	25,24	1,4	1268,12	26,5	20	5,7
3	4,18	1,4375	1000	28	23,86	1,4	1902,17	26,5	20	5,7
4	4,18	1,4375	1000	28	22,48	1,4	2536,23	26,5	20	5,7
5	4,18	1,4375	1000	28	21,65	1,4	2916,67	26,5	20	5,7

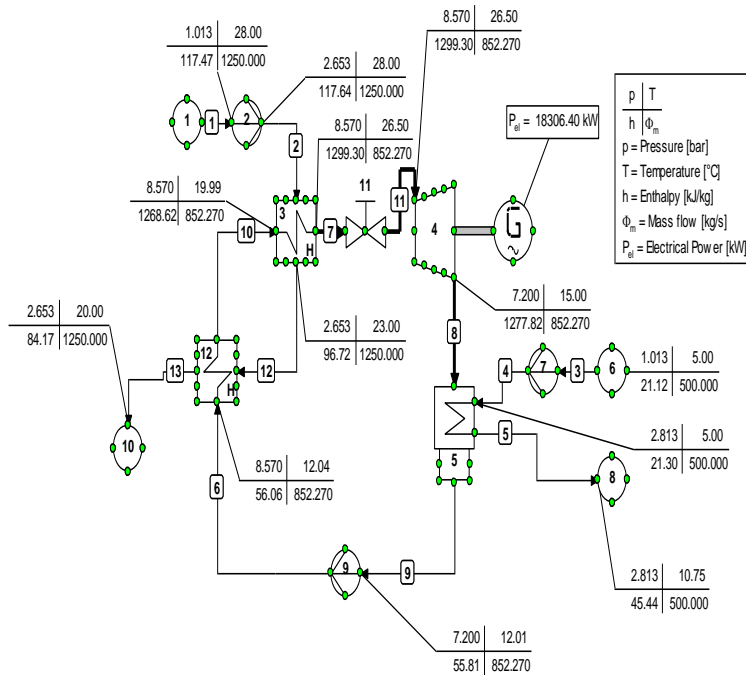
  

No	cpseawater (kj/kg)	Pinch Point (delta T/16)	mww (kg/s)	twin (C)	twout (C)	Cp r134a	mwf (kg/s)	tfout (C)	tfin (C)	P evap (bar)
1	4,18	1,4375	1250	28	26,9	1,4	634,06	26,5	20	5,7
2	4,18	1,4375	1250	28	25,79	1,4	1268,12	26,5	20	5,7
3	4,18	1,4375	1250	28	24,69	1,4	1902,17	26,5	20	5,7
4	4,18	1,4375	1250	28	23,58	1,4	2536,23	26,5	20	5,7
5	4,18	1,4375	1250	28	22,92	1,4	2916,67	26,5	20	5,7

8. Contoh hasil yang ditunjukkan cycle tempo pada fluida kerja ammonia dengan temperatur air laut dingin keluar kondenser 10,75 dan rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin 2



9. Contoh hasil yang ditunjukkan cycle tempo pada fluida kerja ammonia dengan temperatur air laut dingin keluar kondenser 10,75 dan rasio antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin 2,5



## BIODATA PENULIS



### **Kevin Kurniawan Soesilo**

merupakan anak bungsu dari tiga bersaudara dari keluarga Bapak Boedi Soesilo. Penulis lahir di Surakarta, 6 November 1995. Penulis memulai pendidikan di TK Kristen Kalam Kudus Surakarta. Penulis melanjutkan pendidikan dasar di SDK Kalam Kudus, pendidikan menengah di SMPK Kalam Kudus Surakarta, dan pendidikan menengah atas di SMAN 3 Surakarta Program Akselerasi. Penulis

lalu melanjutkan pendidikan tinggi sarjana pada tahun 2013 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya jurusan Teknik Mesin.

Semasa kuliah, penulis aktif di beberapa kegiatan. Pertama, penulis merupakan bagian dari ITS International Office sebagai *Volunteer* dari Agustus 2014 dan memegang jabatan *Coordinator of Workshop Division* pada Agustus 2015. Kedua, penulis mengikuti Program Pertukaran Pelajar (*Exchange Student*) di Chung Ang University, Korea Selatan selama satu semester mulai Agustus 2015 hingga Desember 2015. Kemudian penulis mendapatkan beasiswa dari Pemerintah Korea untuk melakukan Training Program *GKS ASEAN SCIENCE* pada Juni 2016 hingga Agustus 2016. Penulis menjadi bagian dari Laboratorium Rekayasa Termal dan memegang tanggung jawab sebagai *Laboratorium Assistant* pada tahun 2016-2017

Apabila terdapat pesan atau informasi yang hendak disampaikan kepada penulis dapat disampaikan melalui email berikut, [kevinkurniawansoesilo@gmail.com](mailto:kevinkurniawansoesilo@gmail.com)

*Halaman ini sengaja dikosongkan*